Mühendislik Yaklaşımıyla

TERMODİNAMİK

Dr. Yunus A. Çengel

Nevada Üniversitesi, Reno
Makine Mühendisliği Bölümü

Dr. Michael A. Boles

North Carolina State Üniversitesi
Makine Bölümü

taranma ve sayfaya yerleştirme işini Ozan Güner ve Nurgül Uçar yüklenmişlerdir. Tümüne şükran borçluyum.

Ülkemizde birçok değerli bilim adamı termodinamik terimlerinin Türkçeleşmesi için çalışmışlardır. Tümünü saygıyla anıyorum. Burada sadece tanıdığım üç öğretim üyesinin adlarını belirteceğim: ODTÜ'den Prof. Dr. Yalçın Göğüş, İ.T.Ü.'den Prof. Dr. Ahmet Rasim Büyüktür ve Prof. Dr. Aksel Öztürk.

Son olarak, bir yıl boyunca sürdürdüğüm bu zor çalışmayı sabır v anlayışla destekleyen eşim Şengül ve oğlum Barış'a teşekkür ederim.

Taner Der' bentli

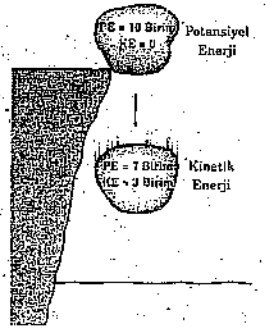
Termodinamiğin Temel Kavramları

BÖLÜM 1

Her bilimin kendine özgü bir dili vardır, termodinamik de bir istisna değildir. Ana kavramların tam ve ayrıntılı tanımları bir bilimin gelişebilmesi için sağlam bir temel oluşturur ve yanlış anlamaları önler. Bu bölümde, kitapta kullanılacak olan birim sistemleri gözden geçirilmiş, sistem, enerji, özelik, hal, hal değişimi, çevrim, basınç ve sıcaklık gibi ana kavramlar açıklanmıştır. Bu kavramların dikkatle incelenmesi daha sonraki bölümlerin iyi anlaşılması için gereklidir.

1.1 ■ TERMODİNAMİK VE ENERJİ

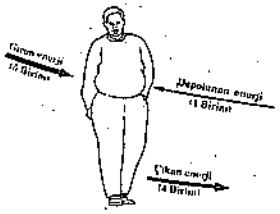
Termodinamik, enerjinin bilimi olarak tanımlanabilir. Enerjinin ne olduğu hakkında herkesin bir anlayışı olmakla birlikte, tam olarak bir tanımını yapmak zordur. Enerji, değişikliklere yol açan etken olarak düşünülebilir.



ŞEKİL 1-1
Enerji var veya yokedilemez; sadece biçim değiştirebilir (Birinci Yasa).

Termodinamik sözcüğü, Latince *therme* (ısı) ve *dynamis* (güç) sözcüklerinden türemiştir ve eski zamanlardan beri süregelen ısıyı işe dönüştürme çabalarının uygun bir tanımlaması olmaktadır. Günümüzde bu ad, enerji ve enerji dönüşümlerinin tüm yönlerini kapsayan bir anlam taşımaktadır. Termodinamiğin uygulama alanları arasında güç (elektrik) üretimi, soğutma, maddenin özelikleri arasındaki ilişkiler ve benzerleri sayılabilir.

Doğanın en temel yasalarından biri **enerjinin korunumu** ilkesidir. Bu yasa, bir etkileşim sırasında enerjinin bir biçimden başka bir biçime dönüşebileceğini, fakat toplam miktarının sabit kalacağını belirtir. Başka bir deyişle, enerji yaratılamaz veya yokedilemez. Örneğin, yamaçtan aşağı düşen bir kaya parçası potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye dönüşmesi sonucu hız kazanır (Şekil 1-1). Enerjinin korunumu ilkesi beslenme rejiminin de omurgasını oluşturur: Enerji girişi (gıda), enerji çıkışından (hareket) fazla olan bir kişi kilo alacaktır; başka bir deyişle, bedeninde yağ biçiminde enerji depolanacaktır. Benzer olarak, enerji girişi enerji çıkışından daha az olan bir kişi kilo kaybedecektir (Şekil 1-2).



ŞEKİL 1-2
İnsan vücudu için enerjinin korunumu ilkesi.

Termodinamiğin Birinci Yasası, enerjinin korunumu ilkesini ifade eder ve *enerji*nin termodinamikle ilgili bir özelik olduğunu vurgular. **Termodinamiğin İkinci Yasası**, enerjinin *niceliği*nin (miktarının) yanında *niteliği*nin de dikkate alınması gerektiğini ortaya koyar ve doğadaki değişimlerin enerjinin niteliğini azaltan yönde gerçekleştiğini belirtir. Örneğin masaya bırakılan bir fincan kahve zamanla soğur, fakat hiçbir zaman kendiliğinden ısınmaz (Şekil 1-3). Kahvenin yüksek sıcaklıktaki enerjisi niteliğinden kaybederek (düşük sıcaklıkta daha az kullanılabilir bir biçime dönüşerek) çevre havaya geçer.

ŞEKİL 1-3
Isı geçişi sadece sıcak cisimlerden soğuk cisimlere olur (İkinci Yasa).

Termodinamiğin yasaları evrenin yaradılışından beri yürürlüktedir, fakat termodinamiğin bir bilim olarak ortaya çıkması 1697'de Thomas Savery ve 1712'de Thomas Newcomen'in, İngiltere'de ilk başarılı atmosferik buhar makinelerini yapmalarıyla başlar. Bu makineler çok yavaş ve düşük verimli olmakla birlikte, yeni bir bilimin gelişmesinin öncüleri olmuşlardır.

Termodinamiğin Birinci ve İkinci Yasaları 1850'lerde öncelikle William Rankin, Rudolph Clausius ve Lord Kelvin (William Thomson) tarafından yapılan araştırmalar sonunda, birlikte ortaya konmuştur. *Termodinamik* terimi ilk olarak Lord Kelvin tarafından 1849'da yapılan bir yayında kullanılmıştır. İlk termodinamik kitabı ise 1859'da Glasgow Üniversitesi öğretim üyelerinden William Rankine tarafından yazılmıştır.

Bir maddenin *molekül* adı verilen çok sayıda parçacıktan oluştuğu bilinmektedir. Maddenin özelikleri doğal olarak bu parçacıkların davranışlarına bağlıdır. Örneğin bir kap içerisindeki gazın basıncı, gaz moleküllerinin kabın cidarları arasındaki momentum aktarımının bir sonucudur. Fakat basıncı belirlemek için, gaz moleküllerinin davranışlarını bilmek gerekmez. Bu, bir basınç göstergesiyle ölçülebilir.

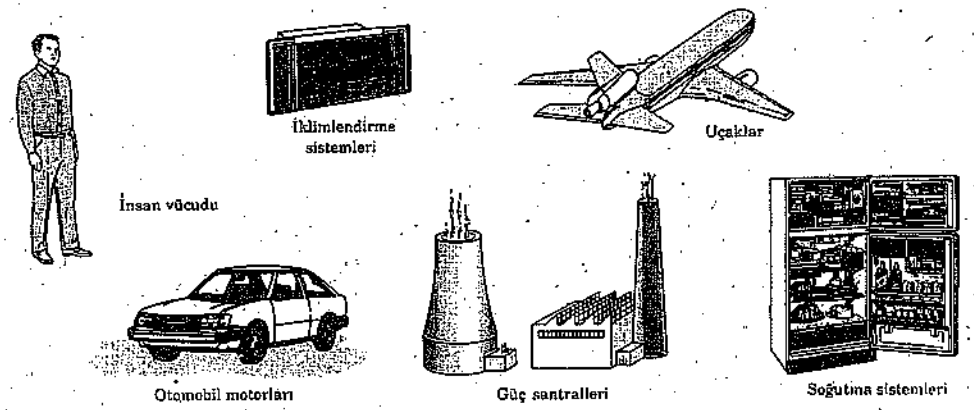
Termodinamikle ilgili problemlerin çözümlemesinde parçacıkların ayrı ayrı davranışlarının bilinmesine gerek göstermeyen, onları toplu olarak ele alan makroskopik yaklaşım, **klasik termodinamik** olarak bilinir. Klasik termodinamik, mühendislik problemlerinin çözümü için kolay ve doğrudan bir yöntem oluşturur. Tek tek parçacıklardan yola çıkarak bunların oluşturdukları kümelerin ortak davranışlarını gözönüne alan daha hassas bir yaklaşım ise **istatistiksel termodinamik** olarak bilinir. Mikroskopik yaklaşım adı da verilen bu yaklaşım daha karmaşık olup, bu kitapta sadece, birinci yaklaşıma gerektiğinde destek vermek için kullanılacaktır.

Termodinamiğin Uygulama Alanları

Tüm mühendislik uygulamaları madde ile enerji arasında bir etkileşim içerir, dolayısıyla termodinamiği ilgilendirmeyen bir çalışma alanı düşünmek zordur. Bu nedenle termodinamik ilkelerinin iyi bir şekilde öğretilmesi, mühendislik eğitiminin önemli bir parçası olmuştur.

Termodinamiğin uygulama alanlarını görebilmek için çok uzağa gitmeye gerek yoktur. Hatta bu alanlar yaşamımızın içindedir. Yaşadığımız ev bir bakımdan termodinamiğin harikalarıyla dolu bir sergi gibidir. Evlerde kullandığımız araçların birçoğunun tasarımı termodinamiğin ilkelerinden yararlanarak gerçekleştirilmiştir. Örnekler arasında elektrikli veya gazlı fırın, düdüklü tencere, su ısıtıcısı, ütü, hatta bilgisayar, televizyon ve video seti sayılabilir. Termodinamik, otomobil motorlarının, roket ve jet motorlarının, termik veya nükleer güç santrallerinin tasarımında önemli bir rol oynar (Şekil 1-4). İnsan vücudu da termodinamiğin önemli bir uygulama alanı olarak gösterilebilir.

Kemal Mehdi Demirdağ



ŞEKİL 1-4
Termodinamiğin bazı uygulama alanları.

1.2 ■ BOYUTLAR VE BİRİMLER

Herhangi bir fiziksel büyüklük **boyutları** ile belirlenir. Boyutlar ise **birimlerle** ölçülür. Kütle m, uzunluk L, zaman t ve sıcaklık T gibi bazı temel boyutlar **birincil** veya **ana boyutlar** olarak seçilmişlerdir. Hız V, enerji E ve hacim V gibi bazı boyutlar ise ana boyutlar kullanılarak ifade edilir ve **ikincil boyutlar** veya **türemiş boyutlar** diye adlandırılır.

Eski zamanlardan beri değişik birim sistemleri kullanılmıştır. Tüm dünyada tek bir birim sisteminin kullanılması konusunda bilim ve mühendislik çevrelerinde verilen büyük uğraşlara rağmen bugün iki birim sistemi yaygın olarak kullanılmaktadır: USCS (*United States Customary System*) adıyla da bilinen **İngiliz Sistemi** ve *Uluslararası Sistem* adıyla da bilinen metrik **SI** sistemi (*Le Système International d'Unités*). SI sistemi, birimlerin onlu sisteme göre düzenlendiği, basit ve mantıklı bir sistem olup, İngiltere dahil birçok endüstrileşmiş ülkede bilim ve mühendislik çalışmalarında kullanılmaktadır. Buna karşılık İngiliz sisteminde birimler arasındaki ilişkiler düzenli bir yapıda değildir, örneğin 1 yarda'da 3 ayak (feet), 1 ayak'ta 12 parmak (inch) vardır. Bu da sistemin kullanımını zorlaştırır. Bugün tümüyle metrik sisteme geçmemiş tek endüstrileşmiş ülke ABD'dir.

Tüm dünya tarafından kabul edilen bir sistemin geliştirilmesi için sistematik çabalar 1790 yılında Fransız Ulusal Meclisi'nin, Fransız Bilimler Akademisi'ne bu tür bir sistemin geliştirilmesi için verdiği görevle başlamıştır. Fransa'da kısa sürede geliştirilen metrik sistemin uluslararası bir kimlik kazanması, 1875 yılında *Metrik Konvansiyonu Anlaşması* 'nın, aralarında ABD'nin de bulunduğu 17 ülke tarafından imzalanmasıyla gerçekleşmiştir. Bu uluslararası anlaşmada, metre ve gram, uzunluk ve kütle için metrik birimler olarak kabul edilmiş ve her altı yılda bir *Ağırlık ve Ölçüler Genel Konferansı* 'nın (CGPM) toplanması kararlaştırılmıştır. 1960 yılında toplanan CGPM, 1954 yılındaki toplantıda kabul edilen altı ana boyut ve birime dayanan SI birim sistemini benimsemiştir. Bu boyut ve birimler şunlardır: uzunluk için *metre* (m), kütle için *kilogram* (kg), zaman için *saniye* (s), elektrik akımı için *amper* (A), sıcaklık için *Kelvin* (°K) ve ışık şiddeti için *candela* (cd). 1971 yılında CGPM bu birimlere madde miktarının ölçüsü ve birimi olan *mol* 'ü (mol) eklemiştir.

1967 yılında kabul edilen notasyona göre, mutlak sıcaklığı gösterirken derece simgesinin kullanılması sona erdirilmiş ve birimlerin özel isimlerden türemiş olsa bile küçük harflerle yazılması benimsenmiştir (Çizelge 1-1). Fakat birimlerin kısaltılmış yazımlarında, birim özel isimden kaynaklanıyorsa, büyük harf kullanılması uygun görülmüştür. Örnek olarak SI sisteminde kuvvet birimi ele alınsın. Bu birim Sir Isaac Newton'dan (1647-1723) kaynaklanmakta olup, *newton* veya kısaltılmış olarak N olarak yazılmaktadır. Bu notasyona göre birimlerin kısaltılmış yazımlarında nokta ve çoğul eki kullanılmamalıdır. Örneğin metre için kısaltma 'm.' değil 'm'dir.

ABD'de metrik sisteme dönüşüm, 1968 yılında Kongre'nin dünyadaki gelişmeleri gözönüne alarak Metrik Çalışma Yasası'nı çıkarmasıyla başlamıştır. Kongre metrik sisteme gönüllü dönüşümü 1975 yılında Metrik Dönüşüm Yasası'nı kabul ederek teşvik etmiştir. 1988

ÇİZELGE 1-1
Yedi ana boyut ve SI sistemindeki birimleri

Boyut	Birim
Uzunluk	metre (m)
Kütle	kilogram (kg)
Zaman	saniye (s)
Sıcaklık	kelvin (K)
Elektrik akımı	amper (A)
Işık şiddeti	candela (c)
Madde miktarı	mol (mol)

yılında Kongre'den geçen bir ticaret kararnamesi ile tüm federal kurumların Eylül 1992'ye kadar metrik sisteme geçmeleri zorunlu kılınmıştır.

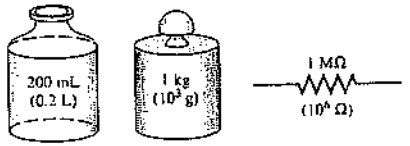
Otomotiv, meşrubat ve içki sanayileri gibi yoğun bir biçimde uluslararası ticaretin içinde olan endüstriler, metrik sisteme geçişi, tek bir tip oluşturma, daha küçük stoklar bulundurma ve benzeri ticari düşüncelerle kârlı bulmuşlardır. Bugün ABD'de üretilen tüm otomobiller metrik ölçülere göre yapılmaktadır. Araba kullanıcılarının çoğu bu gerçeği eski bir anahtarı cıvata sıkmak için kullandıklarında görürler. Ancak, birçok sanayi dalı da metrik sisteme geçmemekte direnmiş, böylece metrik sisteme dönüşümü yavaşlatmıştır.

Bugün ABD'de her iki sistem de kullanılmakta olup, metrik sisteme dönüşüm tamamlanıncaya kadar da böyle kalacaktır. Mühendislik öğrencileri, bir yandan İngiliz sistemini bilmek, diğer yandan SI birimlerinde çalışmak, düşünmek zorundadırlar. Bu da öğrenciler üzerinde fazladan bir yük oluşturmaktadır. Mühendislerin, geçiş dönemindeki durumları gözönüne alınarak, bu kitapta, ağırlık SI sisteminde olmak üzere her iki sisteme de yer verilmiştir.

Daha önce belirtildiği gibi, SI sisteminde birimler arasında 10'un katlarına dayalı bir ilişki vardır. Birimlerin 10'un katlarıyla çarpımlarını simgeleyen ön ekler Çizelge 1-2'de verilmiştir. Bu ekler tüm birimler için geçerlidir ve yaygın olarak kullanıldıklarından dolayı ezberlenmelerinde yarar vardır (Şekil 1-5).

ÇİZELGE 1-2
SI birimlerinde standart ön ekler

10'un katı	Ön ek
10^{12}	tera, T
10^{9}	giga, G
10^{6}	mega, M
10^{3}	kilo, k
10^{-2}	santi, c
10^{-3}	mili, m
10^{-6}	mikro, μ
10^{-9}	nano, n
10^{-12}	piko, p



ŞEKİL 1-5
SI birimlerinin ön ekleri tüm mühendislik dallarında kullanılmaktadır.

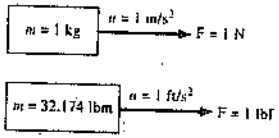
SI ve İngiliz Sistemlerinde Bazı Birimler

SI sisteminde, kütle, uzunluk ve zaman birimleri sırasıyla kilogram (kg), metre (m) ve saniye (s)'dir. Bu birimler İngiliz sisteminde aynı sırada libre-kütle (pound-mass, lbm), ayak (foot, ft) ve saniye (s) ile ifade edilmektedir. *lb* simgesi eski Roma'da ağırlık ölçüsü olarak kullanılan *libra*'yı göstermektedir. İngilizler bu simgeyi, Romalılar Britanya adasından 410 yılında ayrıldıktan sonra da kullanmışlardır. İki sistemde kütle ve uzunluk birimleri arasındaki ilişki şöyledir:

$$1 \text{ lbm} = 0.45359 \text{ kg}$$

$$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$$

İngiliz sisteminde, kuvvet ana boyutlardan biri olarak kabul edilir ve temel bir birimle gösterilir. Bu uygulama birçok bağıntıda bir g_c çarpanının kullanılmasını zorunlu kıldığından karışıklığa veya hataya neden olabilir. Bunu önlemek için, kuvvet bu kitapta ikincil bir boyut olarak tanımlanmıştır ve birimi Newton'un ikinci yasasından belirlenmiştir. Böylece,



ŞEKİL 1-6
Kuvvet birimlerinin tanımı.

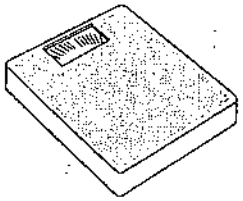
Kuvvet = (kütle)(ivme.

veya
$$F = ma \tag{1-1}$$

olur. SI birimlerinde, kuvvetin birimi **newton** (N) olup, *1 kg kütleye 1 m/s² ivme vermek için gerekli kuvvet* olarak tanımlanmıştır. İngiliz sisteminde kuvvetin birimi **libre-kuvvet (pound-force,** lbf) olup, *32.174 lbm (1 slug) kütleye 1 ft/s² ivme vermek için gerekli kuvvet* olarak tanımlanmıştır (Şekil 1-6).

$$1\ \text{N} = 1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2$$

$$1\ \text{lbf} = 32.174\ \text{lbm}\cdot\text{ft/s}^2$$



ŞEKİL 1-7
Evlerde kullanılan tartı bir cisim üzerindeki yerçekimi kuvvetini gösterir.

Ağırlık terimi çoğu kez, hatalı olarak, kütleyi ifade etmek için kullanılır. Kütlenin tersine ağırlık W, bir *kuvvet* olup, bir cisme etkiyen yerçekimi kuvvetini belirtir (Şekil 1.7). Değeri Newton'un ikinci yasasından hesaplanır:

$$W = mg \quad \text{(N)} \tag{1-2}$$

Burada m cismin kütlesini, g yerel yerçekimi ivmesini göstermektedir. Deniz düzeyinde ve 45° enlemde g, 9.807 m/s² veya 32.174 ft/s²'dir. Bir maddenin birim hacminin ağırlığı **özgül ağırlık**, w olarak tanımlanır ve ρ yoğunluk olmak üzere, $w = g\rho$ bağıntısıyla hesaplanır.

Bir cismin kütlesi uzayın her yerinde aynıdır, fakat ağırlığı yerçekimi ivmesine göre değişir. Yerçekimi ivmesi yükseklikle azaldığı için, bir cismin ağırlığı dağın tepesinde daha az olacaktır. Bir astronotun ay yüzeyindeki ağırlığı yeryüzündekinin altıda biri kadardır (Şekil 1-8). Yerçekimi ivmesi deniz düzeyinde 9.807 m/s² olup, 1000, 2000, 5000, 10000 ve 20000 metre yüksekliklerde sırasıyla 9.804, 9.800, 9.791, 9.776 ve 9.745 m/s² değerlerini alır. Mühendislik hesaplarında yerçekimi ivmesi ortalama 9.8 m/s² olarak alınabilir.

ŞEKİL 1-8
Yeryüzünde ağırlığı 480 N olan bir cisim ayda 60 N ağırlığındadır.

SI birimlerinde, deniz yüzeyinde 1 kg kütlenin ağırlığı Şekil 1-9'da görüleceği gibi 9.807 N olacaktır. İngiliz birimlerinde 1 lbm kütlenin ağırlığı ise 1 lbf'dir. Bu sayısal eşitlik libre-kütle ve libre-kuvvet birimlerinin birbirinin yerini alabileceği ve libre (lb) ile gösterilebileceği izlenimini uyandırır. İngiliz birim sisteminin uygulanmasında hataya yol açan başlıca kaynaklardan biri budur.

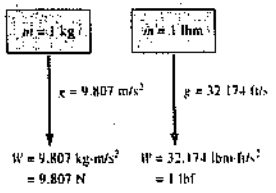
İş, enerjinin bir biçimidir ve kuvvet ile kuvvetin uygulandığı yolun çarpımı olarak tanımlanır. Bu nedenle birimi newton-metre (N·m)'dir. Bu birime **joule** (J) adı verilmiştir:

$$1\ \text{J} = 1\ \text{N}\cdot\text{m}$$

SI birimlerinde enerjinin daha çok kullanılan birimi kilojoule olup, 1 kJ = 10^3 J eşitliğiyle tanımlanır. İngiliz sisteminde enerjinin birimi Btu veya 'British thermal unit'dir. 1 Btu, 68 °F sıcaklığındaki 1 lbm su kütlesinin sıcaklığını 1 °F yükseltmek için gerekli ısıl enerjiye eşittir. 1 Kilojoule ve 1 Btu'nun temsil ettikleri ısıl enerji değerleri birbirine çok yakındır (1 Btu = 1.055 kJ).

Boyutların Uyuşması

Elmalarla armutların toplanamayacağı ilkokulda öğretilir. Fakat bu hata arada sırada farkına varmadan yapılır. Mühendislik problemlerinde tüm denklemlerin *boyutsal uyuşumu* zorunludur. Başka bir deyişle, bir denklemdeki terimlerin tümü aynı birimlerde olmak zorundadır (Şekil 1-10). Eğer çözümlemenin herhangi bir aşamasında farklı birimlere sahip iki büyüklüğü toplamak zorunda kalırsak, bu, daha önceki aşamalarda hata yaptığımız anlamına gelir. Bu bakımdan birimlerin karşılaştırılması hataların bulunmasına yardımcı olur.



ŞEKİL 1-9
Birim kütlenin deniz düzeyindeki ağırlığı

ÖRNEK 1-1

Bir problemin çözüm aşamasında aşağıdaki gibi bir denklemle karşılaşıldığı düşünülsün:

$$E = 25\ \text{kJ} + 7\ \text{kJ/kg}$$

Burada E toplam enerjiyi göstermektedir ve birimi kilojoule'dür. Varsa, hatayı tartışın.

Çözüm Sağ taraftaki terimlerin birimleri farklıdır ve bu nedenle toplam enerjiyi hesaplamak için toplanamaz. Eğer ikinci terim kütle ile çarpılırsa, paydadaki kg yok edilir ve böylece denklem boyut uyuşması bakımından doğru olur; başka bir deyişle, denklemdeki terimlerin hepsi aynı birimleri taşır. Bu problemde hata büyük bir olasılıkla, son terimin hesaplanması sırasında kütle ile çarpımın unutulmasından kaynaklanmaktadır.

ŞEKİL 1-10
Boyutların uyuşması için bir bağıntının tüm terimlerinin aynı birimlere sahip olması gerekir

Problemlerin çözümünde birimlerin özenle kullanılmamasının büyük sıkıntılara yol açacağı herkes tarafından tecrübeyle öğrenilmiştir. Fakat biraz dikkat, biraz da tecrübe ile birimleri yararımıza kullanabiliriz. Birimler bağıntıları kontrol etmek için, hatta aşağıdaki örnekte açıklandığı gibi doğrudan bağıntıları çıkarmak için kullanılabilir.

ÖRNEK 1-2

2 m³ hacmi olan bir depo, yoğunluğu 850 kg/m³ olan bir yağ ile doludur. Depodaki kütleyi hesaplayın.

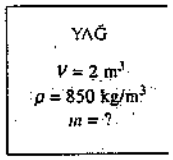
Çözüm Bu probleme ilişkin çizim Şekil 1-11'de verilmiştir. Yoğunlukla kütle arasındaki ilişkiyi veren formülü unuttuğumuzu düşünelim. Fakat kütlenin biriminin kg olduğunu biliyoruz. Bu nedenle, hesaplarımızın sonucunda birimin kg olması gerekir. Verilen bilgiyi gözden geçirirsek:

$$\rho = 850\ \text{kg/m}^3 \qquad V = 2\ \text{m}^3$$

olduğundan, bu iki büyüklüğü çarparak kg birimini elde edeceğimiz açıkça görülür.

$$m = \rho V$$

$$m = (850\ \text{kg/m}^3)(2\ \text{m}^3) = 1700\ \text{kg}$$

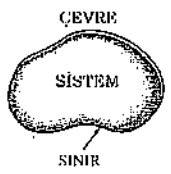


ŞEKİL 1-11
Örnek 1-2 için çizim

Öğrenci, terimlerinin birimleri uyuşmayan bir bağıntının hatalı olduğunu bilmelidir. Fakat terimlerinin birimleri uyuşan her bağıntının da mutlaka doğru olması gerekmez.

FATOŞ karikatürleri King Features Syndicate, Inc. tarafından verilen özel izinle kullanılmıştır.

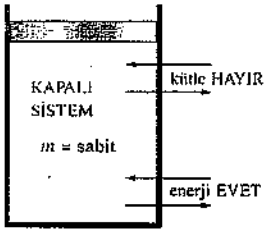
1-3 ▫ KAPALI VE AÇIK SİSTEMLER



ŞEKİL 1-12
Sistem, çevre ve sınırlar.

Termodinamik sistem veya sadece **sistem** terimi, *belirli bir kütleyi veya uzayın incelenmek üzere ayrılan bir bölgesini* belirtir. Sistemin dışında kalan kütle veya bölgeye **çevre** adı verilir. Sistemi çevresinden ayıran gerçek veya hayali yüzey de **sınır** diye adlandırılır. Bu terimler Şekil 1-12'de açıklanmıştır. Sistemin sınırları *sabit* veya *hareketli* olabilir. Sınırın, sistem ile çevresinin temas ettiği ortak yüzey olduğu vurgulanmalıdır. Matematiksel açıdan, sınırın kalınlığı sıfırdır, bu nedenle de kütlesi ve hacmi yoktur.

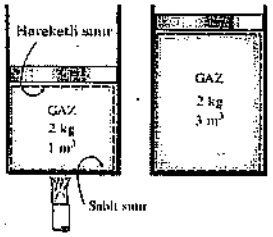
Belirli bir kütlenin veya belirli bir bölgenin çözümlemeye esas alınmasına göre, sistemler *kapalı* veya *açık* diye nitelendirilir. **Kapalı sistem** veya diğer adıyla **kontrol kütlesi**, sınırlarından kütle geçişi olmayan sabit bir kütledir. Şekil 1-13'te görüldüğü gibi, kapalı sisteme kütle girişi veya çıkışı olamaz. Fakat enerji, iş veya ısı biçiminde kapalı sistem sınırlarından geçebilir. Kapalı sistemin hacminin sabit olması gerekmez. **Ayrık sistemler**, kapalı sistemlerin bir alt kümesi olup, bu tür sistemlerin sınırları kütle yanında enerji geçişine de kapalıdır.



ŞEKİL 1-13
Kapalı sistem sınırlarından kütle geçişi olamaz, fakat enerji geçişi olabilir.

Şekil 1-14'te gösterilen piston-silindir düzeneği gözönüne alınsın. Sınırlar içindeki gaz ısıtıldığı zaman ne olacağını inceleyelim. Sistem, termodinamik çözümleme amacıyla gözönüne aldığımız gaz kütlesidir. Sistemin sınırları piston ve silindirin iç yüzeyleridir..Sistem, sınırlarından kütle geçişi olmadığı için kapalı bir sistemdir. Sistem sınırlarından enerji geçişi olduğuna ve sınırların bir bölümünün (pistonun iç yüzeyi) hareket ettiğine dikkat edin. Gaz kütlesi dışındaki her şey, piston ve silindir dahil, çevreyi oluşturmaktadır.

Açık sistem veya yaygın olarak bilinen adıyla **kontrol hacmi**, uzayın problemin çözümüne uygun bir şekilde seçilmiş bir bölgesidir. Kontrol hacmi genellikle kompresör, türbin, lüle gibi içinden kütle akışı olan bir makineyi içine alır. Bu makinelerin içindeki akışın termodinamik çözümlemesinde, makinenin fiziksel sınırları sistem sınırları olarak ele alınır. Kütle ve enerji, **kontrol yüzeyi** adı verilen kontrol hacmi sınırlarını geçebilir. Kontrol hacmi Şekil 1-15'te açıklanmıştır.



ŞEKİL 1-14
Hareketli sınıra sahip bir kapalı sistem.

Açık sistemin bir örneği olarak Şekil 1-16'da gösterilen su ısıtıcısı ele alınsın. Sürekli bir sıcak su akışı sağlamak için, ısıtıcı içinden akan suya ne kadar ısı geçişi olması gerekir sorusunu irdeleyelim. Isıtıcıda, sıcak suyun çıkıp yerine soğuk suyun girdiği sürekli bir akış olduğu için sistem olarak sabit bir kütleyi seçmek uygun olmaz. Bunun yerine dikkatimizi ısıtıcı iç yüzeylerinin oluşturduğu hacme çevirip, sıcak ve soğuk su akışlarını kontrol hacmine giren ve çıkan kütleler olarak ele alabiliriz. Isıtıcının iç yüzeyleri bu durumda kontrol yüzeyi olup, kütle iki noktada kontrol yüzeyini geçmektedir.

Açık ve kapalı sistemlere uygulanan termodinamik bağıntılar farklıdır. Bu nedenle çözümlemeye başlamadan önce sistemin türünü belirlemek çok büyük önem taşır.

Tüm termodinamik çözümlemelerde, incelenen sistem dikkatle tanımlanmalıdır. Birçok problemde incelenen sistemin türü kolayca belirlenebilir, sistemi tanımlamak gereksiz ve sıkıcı bir işlem olarak görülebilir. Öte yandan, bazı karmaşık problemlerde sistemin doğru seçilmesi, çözümlemeyi büyük ölçüde kolaylaştırır.

1-4 ▫ ENERJİNİN BİÇİMLERİ

Enerji; ısıl, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, manyetik, kimyasal, nükleer gibi değişik biçimler alabilir; bunların tümünün toplamı, sistemin **toplam enerjisini** (E) oluşturur. Sistemin birim kütlesi esas alınarak tanımlanan *özgül enerjisi*, e ile gösterilir ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$e = \frac{E}{m} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{1-3}$$

Termodinamik, bir sistemin toplam enerjisinin mutlak değeri hakkında bilgi vermez. Termodinamik sadece toplam enerjideki *değişim*lerle ilgilenir, mühendislik açısından önem taşıyan husus da budur. Böylece sistemin uygun bir referans noktasındaki toplam enerjisi sıfır ($E = 0$) kabul edilebilir. Sistemin toplam enerjisindeki değişim seçilen referans noktasından bağımsızdır. Örneğin, düşen bir taşın potansiyel enerjisindeki azalma seçilen referans noktasına değil, sadece düştüğü uzunluğa (yükseklik farkına) bağlıdır.

Termodinamik çözümlemede, sistemin toplam enerjisini oluşturan değişik enerji biçimlerini *makroskopik* ve *mikroskopik* olarak iki grupta ele almak yararlı olur. **Makroskopik** enerji, sistemin tümünün bir dış referans noktasına göre sahip olduğu enerjidir, kinetik ve potansiyel enerji gibi (Şekil 1-17). **Mikroskopik** enerji ise, sistemin moleküler yapısı ve moleküler hareketliliğiyle ilgilidir ve dış referans noktalarından bağımsızdır. Mikroskopik enerjilerin tümünün toplamı, sistemin **iç enerjisi** diye adlandırılır ve U ile gösterilir. *Enerji* terimi 1807'de Thomas Young tarafından bulunmuş ve termodinamikte kullanımı 1852'de Lord Kelvin tarafından önerilmiştir. *İç enerji* terimi ve U simgesi ilk olarak ondokuzuncu yüzyılın ikinci yarısında Rudolph Clausius ve William Rankine'in çalışmalarında görülmüş ve zamanla bu anlamda kullanılan diğer terimlerin yerini almıştır.

Bir sistemin makroskopik enerjisi, hareket ile, yerçekimi, manyetizma, elektrik ve yüzey gerilmesi gibi bazı dış etkenlere bağlıdır. Sistemin, bir referans noktasına göre hareketinden dolayı sahip olduğu enerjiye **kinetik enerji** (KE) denir. Sistemin her noktası aynı hızla hareket ettiği zaman, kinetik enerji,

$$\text{KE} = \frac{m\,\mathbf{V}^2}{2} \qquad (\text{kJ}) \tag{1-4}$$

veya birim kütle için,

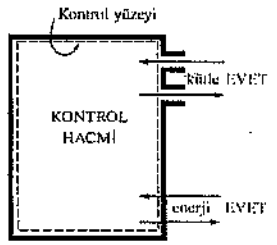
$$\text{ke} = \frac{\mathbf{V}^2}{2} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{1-5}$$

bağıntılarıyla ifade edilebilir. Yukarıda $\mathbf{V}$ vektörü sistemin sabit bir referans noktasına göre hızını göstermektedir. Sistemin bir yerçekimi alanındaki yüksekliğine bağlı olarak sahip olduğu enerjiye **potansiyel enerji** (PE) adı verilir ve

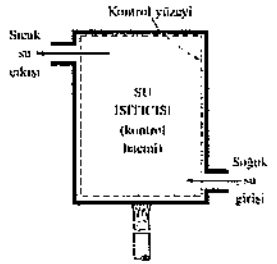
$$\text{PE} = mgz \qquad (\text{kJ}) \tag{1-6}$$

veya birim kütle için,

$$\text{pe} = gz \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{1-7}$$



ŞEKİL 1-15
Kontrol hacminin sınırlarını hem kütle hem de enerji geçebilir.



ŞEKİL 1-16
Bir girişli ve bir çıkışlı açık sistem (kontrol hacmi)

ŞEKİL 1-17
Bir cismin makroskopik enerjisi hız ve yükseklikle değişir.

bağıntılarıyla ifade edilebilir. Burada g yerçekimi ivmesi, z ise sistemin kütle merkezinin herhangi bir referans düzeyine göre yüksekliğidir.

Manyetik, elektrik ve yüzey gerilmesiyle ilişkili enerjiler sadece bazı özel durumlarda önem kazanır ve bu kitapta gözardı edilmiştir. Bu enerjilerin etkisiz olmaları durumunda, sistemin toplam enerjisi kinetik, potansiyel ve iç enerjilerden oluşur ve

$$E = U + \text{KE} + \text{PE} = U + \frac{mV^2}{2} + mgz \quad \text{(kJ)} \tag{1-8}$$

veya birim kütle için,

$$e = u + \text{ke} + \text{pe} = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad \text{(kJ/kg)} \tag{1-9}$$

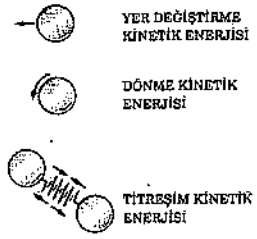
bağıntılarıyla ifade edilir.

Kapalı sistemlerin birçoğu bir hal değişimi sırasında hareketsizdir, bu nedenle kinetik ve potansiyel enerjilerinde bir değişme olmaz. Bir hal değişimi sırasında hızı ve kütle merkezinin yüksekliği sabit kalan kapalı sistemler, **hareketsiz sistemler** diye adlandırılır. Bir hareketsiz sistemin toplam enerjisindeki değişim (ΔE), iç enerjisindeki değişime (ΔU) eşittir. Bu kitapta, aksi belirtilmedikçe, kapalı bir sistem hareketsiz kabul edilecektir.

İç Enerji Hakkında Bazı Fiziksel Gözlemler

İç enerji yukarıda sistemin mikroskopik enerjilerinin tümünün toplamı olarak tanımlandı. İç enerji moleküler yapıya ve moleküllerin hareketlilik düzeyine bağlı olup, moleküllerin kinetik ve potansiyel enerjilerinin toplamı olarak düşünülebilir.

İç enerjiyi daha iyi anlayabilmek için sistemi moleküler düzeyde ele alalım. Bir sistemdeki moleküller genelde rastgele bir hareket içinde, belirli bir hızla oraya buraya gider, toplu olarak titreşir ve kendi eksenleri etrafında dönerler. Bu hareketin sonucu olarak, bir molekülün yer değiştirme, titreşim ve dönme enerjilerinin toplamından oluşan bir kinetik enerjisi vardır. Sistemin iç enerjisinin, moleküllerin kinetik enerjisiyle ilişkili olan bölümüne **duyulur enerji** adı verilir (Şekil 1-18). Bir gazın moleküllerinin ortalama hızı ve hareketlilik düzeyi gazın sıcaklığıyla orantılıdır. Böylece daha yüksek sıcaklıklarda moleküller daha yüksek bir kinetik enerjiye sahip olurlar, dolayısıyla sistemin iç enerjisi daha yüksek olur.



ŞEKİL 1-18
Duyulur iç enerjiyi oluşturan moleküler enerji biçimleri.

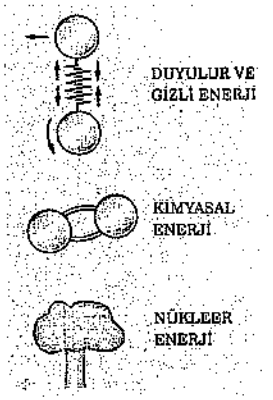
İç enerji aynı zamanda sistemin molekülleri arasındaki kuvvetlerle ilişkilidir. Bu kuvvetler molekülleri birbirine bağlayan kuvvetlerdir ve tahmin edileceği gibi katı cisimlerde çok güçlü, gazlarda ise daha zayıftır. Katı veya sıvı bir cismin moleküllerine yeterince enerji verilirse, moleküller, aralarındaki kuvvetleri yenip bağları koparak sistemi gaza dönüştürebilirler. Bu bir faz değişimidir. Eklenen bu enerjiden dolayı gaz fazındaki sistem, katı veya sıvı fazlarına oranla daha yüksek bir iç enerjiye sahip olur. Sistemin, fazıyla ilgili bu iç enerjisine **gizli enerji** adı verilir.

Yukarıda sözü edilen değişimler, sistemin kimyasal bileşiminde bir değişiklik olmadan gerçekleşebilir. Termodinamikle ilgili problemlerin çoğu bu kapsama girer ve moleküllerin içindeki atomları birbirine bağlayan kuvvetleri dikkate almak gerekmez. Bir molekülün atomları arasındaki kuvvetlerle ilgili iç enerjiye **kimyasal enerji** veya **bağ enerjisi** denir. Yanma işleminde olduğu gibi, bir kimyasal reaksiyon sırasında, bazı kimyasal bağlar bozulurken bazı yeni bağlar oluşur. Bu nedenle iç enerji değişir.

Atom çekirdeği içindeki parçacıklar arasında varolan bağlarla ilişkili çok büyük miktarlardaki iç enerjiden de söz etmek gerekir (Şekil 1-19). Bu enerji, **nükleer enerji** diye adlandırılır ve nükleer reaksiyonlar sırasında açığa çıkar. Eğer füzyon veya fisyon reaksiyonları söz konusu değilse, termodinamikte nükleer enerjiyi gözönüne almak gerekmez.

Sistemin toplam enerjisini oluşturan ve yukarıda açıklanan enerji biçimleri, sistem içinde bulunduğu veya depolandığı için enerjinin **statik** biçimi diye nitelenebilir. Sistem içinde depolanmayan enerji ise enerjinin **dinamik** biçimi veya **enerji etkileşimi** diye adlandırılabilir. Enerjinin dinamik biçimleri sistem sınırlarını geçerken algılanır ve hal değişimi sırasında sistem tarafından kazanılan veya kaybedilen enerjiyi gösterir. Kapalı sistemle ilişkili enerji etkileşimleri sadece **ısı geçişi** ve **iş** olabilir. Isı geçişi sıcaklık farkından dolayı gerçekleşen enerji etkileşimidir. Kapalı sistemin enerji etkileşimi ısı değilse iştir. İş konusu 3. bölümde ayrıntılı olarak ele alınmıştır. (Açık sistemlerde sistem sınırlarından kütle giriş-çıkışı olabilir. Buna bağlı olarak, kütlenin içerdiği enerjinin sistem sınırlarından geçişi farklı bir enerji etkileşimi olarak gözönüne alınacaktır.)

Günlük yaşamda, iç enerjinin duyulur ve gizli biçimlerine **ısı** denebilmekte, cisimlerin ısı miktarlarından söz edilebilmektedir. Fakat termodinamikte, *ısı geçişi* ile karıştırılmaması için iç enerjinin bu iki biçimine **ısıl enerji** adı verilecektir.



ŞEKİL 1-19
Sistemin iç enerjisi tüm mikroskopik enerji biçimlerinin toplamıdır.

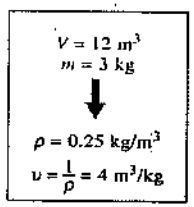
1-5 ■ SİSTEMİN ÖZELİKLERİ

Sistemi nitelendiren büyüklüklere **özelik** adı verilir. Yakından bilinen özeliklerden bazıları basınç P, sıcaklık T, hacim V ve kütle m'dir. Listeye daha az kullanılan viskozite (ağdalık), ısıl iletkenlik, elastisite (esneklik) modülü, ısıl genleşme katsayısı, elektrik direnç katsayısı, hatta hız ve yükseklik eklenebilir.

Özeliklerin bazıları bağımsız olmayıp diğer özelikler kullanılarak tanımlanır. Örneğin **yoğunluk**, birim hacmin kütlesi olarak tanımlanır:

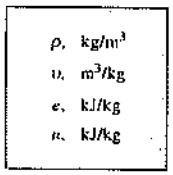
$$\rho = \frac{m}{V} \quad \text{(kg/m}^3\text{)} \tag{1-10}$$

Bazen bir maddenin yoğunluğu, çok bilinen bir maddenin yoğunluğuyla kıyaslanarak verilir. Bu büyüklüğe **özgül ağırlık** adı verilir ve *maddenin yoğunluğunun standart bir maddenin belirli bir sıcaklıktaki yoğunluğuna oranı* olarak tanımlanır. Standart madde genellikle 4 °C sıcaklıktaki sudur ve suyun bu sıcaklıktaki yoğunluğu 1000 kg/m^3'tür.



ŞEKİL 1-20

Yoğunluk birim hacmin kütlesidir; özgül hacim birim kütlenin hacmidir.



ŞEKİL 1-21

Yeğin özelikler sistemin kütlesinden (büyüklüğünden) bağımsızdır.

$$\rho_s = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} \tag{1-11}$$

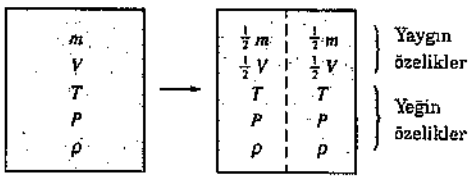
Özgül ağırlığın boyutsuz bir büyüklük olduğu not edilmelidir.

Termodinamikte daha sık kullanılan bir özelik özgül **hacim**'dir. Özgül hacim, yoğunluğun tersi olup (Şekil 1-20) birim kütlenin hacmi olarak tanımlanmıştır:

$$\upsilon = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \qquad (\text{m}^3/\text{kg}) \tag{1-12}$$

Klasik termodinamikte maddenin atomik yapısı çözümlemeye katılmadığından, moleküller arasında ve moleküller içindeki boşlukların olmadığı kabul edilir ve madde düzgün dağılı özeliklere sahip, **sürekli bir ortam** olarak ele alınır. Bu kabul moleküller arası boşluklara kıyasla büyük uzunluklarla, alanlarla, hacimlerle çalışıldığı sürece geçerlidir.

Özelikler *yeğin* ve *yaygın* olmak üzere ikiye ayrılır. **Yeğin özelikler** sistemin kütlesinden (büyüklüğünden) bağımsızdır. Örnek olarak sıcaklık, basınç, yoğunluk verilebilir (Şekil 1-21). **Yaygın özelikler** ise sistemin kütlesi (büyüklüğü) veya hacmiyle orantılıdır. Örnek olarak kütle, hacim ve toplam enerji verilebilir. Bir özeliğin yaygın mı yoksa yeğin mi olduğunu belirlemek için kolay bir yöntem, sistemi Şekil 1-22'de görüldüğü gibi ikiye bölmektir. Yeğin özelikler her bölümde aynı kalırken, yaygın özelikler yarı yarıya azalacaktır.

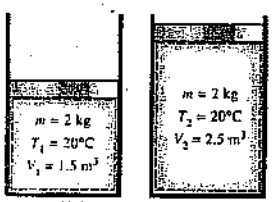


ŞEKİL 1-22

Yeğin ve yaygın özelikleri ayırdetmek için bir yöntem.

Yaygın özelikler genellikle büyük harflerle (kütle m önemli bir istisna olmak üzere), yeğin özelikler ise genellikle küçük harflerle (basınç P ve sıcaklık T istisna olmak üzere) gösterilirler.

Birim kütle için yaygın özelikler **özgül** ön eki ile ifade edilir. Örnek olarak, özgül hacim ($\upsilon = V/m$), özgül toplam enerji ($e = E/m$) ve özgül iç enerji ($u = U/m$) verilebilir.



ŞEKİL 1-23

Farklı halde bulunan bir

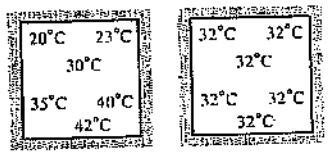
1-6 ■ HAL VE DENGE

Verilen bir anda özelikleri değişmeyen bir sistemi ele alın. Sistemin her noktasında tüm özelikler ölçülebilir veya hesaplanabilir. Sistemin bu özelikler tarafından belirlenen durumuna sistemin **hali** denir. Verilen bir halde sistemin tüm özeliklerinin sabit değerleri vardır. Sadece bir özeliğin değerinin değişmesi bile sistemin halini değiştirecektir. Şekil 1-23'te bir sistemin iki farklı hali gösterilmiştir.

Termodinamik, **denge halleri** ile ilgilenir. *Denge* sözcüğü eşitlik kavramını çağrıştırır. Denge halinde bulunan bir sistem içinde, değişimi zorlayan eşitlenmemiş bir kuvvet yoktur. Denge halinde bir sistem, eğer çevresiyle etkileşimi yoksa, bulunduğu halde kalmayı sürdürür.

ŞEKİL 1-24

Zamana göre değişen bir sistem denge halinde değildir.



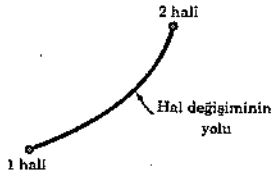
ŞEKİL 1-25

Isıl dengeye erişen bir kapalı sistem.

Değişik denge kıstasları vardır ve bir sistemin **termodinamik dengede** olması için, ilgili tüm denge kıstaslarının sağlanması gerekir (Şekil 1-24). Örneğin **ısıl denge** sistemin her noktasında sıcaklığın aynı olması anlamına gelir (Şekil 1-25b). Başka bir deyişle, sistemin içinde ısı geçişine neden olacak sıcaklık farkılığı yoktur. **Mekanik denge** basınçla ilgilidir. Sistemin herhangi bir noktasında basıncın zamana göre değişmediği anlamına gelir. Basınç sistem içinde yerçekiminden dolayı yüksekliğe bağlı olarak değişebilir. Fakat en alt tabakadaki yüksek basınç, tabakanın fazladan taşıması gereken ağırlıkla dengelenmiştir; bu nedenle, dengelenmemiş bir kuvvetten söz edilemez. Bununla birlikte, termodinamik sistemlerin büyük çoğunluğunda basıncın yerçekimine bağlı olarak değişimi ihmal edilebilecek ölçüde küçüktür. İki fazlı bir sistemde **faz dengesinin** olması, her fazın kütlesinin bir denge düzeyine erişip orada kalması anlamındadır. Son olarak, **kimyasal denge**, sistemin kimyasal bileşiminin zamanla değişmemesi, başka bir deyişle sistemde kimyasal reaksiyon olmaması anlamına gelir. Bir sistemin denge halinde olabilmesi için tüm denge kıstaslarının sağlanmış olması gerekir.

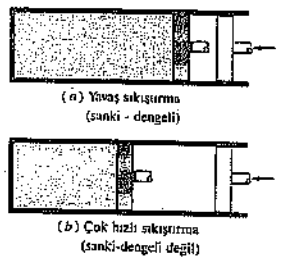
1-7 ■ HAL DEĞİŞİMLERİ VE ÇEVRİMLER

Sistemin bir denge halinden diğer bir denge haline geçişi **hal değişimi** diye adlandırılır. Hal değişimi sırasında sistemin geçtiği hallerden



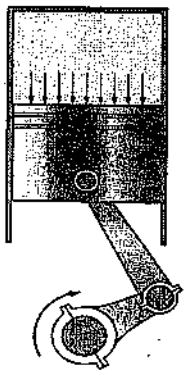
ŞEKİL 1-26

1 ve 2 halleri arasında bir hal değişimi ve hal değişiminin yolu.



ŞEKİL 1-27

Sıkıştırma işleminin sanki- dengeli ve sanki-dengeli-olmayan şekli.



ŞEKİL 1-28

Makineler sanki-dengeli çalışırken en çok işi yaparlar.

oluşan diziye de hal değişiminin **yolu** denir (Şekil 1-26). Bir hal değişimini tümüyle tanımlayabilmek için, sistemin ilk ve son halleri ile hal değişimi sırasında izlediği yolu ve çevreyle etkileşimlerini bilmek gerekir.

Bir hal değişimi sırasında sistem izlediği yolun her noktasında denge haline çok yakın olursa, bu tür bir hal değişimi **sanki-statik** veya **sanki-dengeli** diye tanımlanır. Sanki-dengeli bir hal değişiminin herhangi bir anında, sistemi oluşturan kütlenin her noktasında özelikler aynı olmak durumundadır. Bu bakımdan hal değişiminin, sistemin bu dengeyi sağlamasına olanak tanıyacak biçimde yavaş geliştiği kabul edilir.

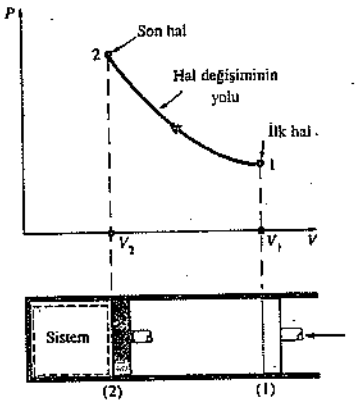
Bu olgu Şekil 1-27'de açıklanmıştır. Piston-silindir düzeneğindeki gaz aniden sıkıştırıldığında, pistonun yüzeyine yakın moleküller yeterince hızlı hareket edemeyecek ve pistonun önünde kümelenerek bir yüksek basınç bölgesi yaratacaklardır. Sistem içindeki bu basınç farkından dolayı sistem denge halinde olmayacaktır, bu tür bir hal değişimi sanki-dengeli olarak nitelenemez. Oysa piston yavaş hareket ettirilirse, moleküllerin düzgün dağılması için yeterli zaman geçecek, piston önünde bir kümelenmeye yol açılmayacaktır. Böylece silindir içindeki basınç her noktada aynı olacak ve her noktada aynı hızla artacaktır. Bu hal değişiminin her anında denge sağlanmış olduğu için, sanki-dengeli bir hal değişimi olarak nitelenebilir.

Şunu belirtmek gerekir ki, sanki-dengeli bir hal değişimi soyut bir kavram olup gerçek bir hal değişimini temsil edemez. Bununla birlikte, birçok gerçek hal değişimini yaklaşık olarak (küçük bir hatayla) sanki-dengeli bir hal değişimi olarak tanımlamak olasıdır. Mühendisler için sanki-dengeli hal değişimleri iki nedenden ötürü önemlidir. Öncelikle, bu tür hal değişimlerinin termodinamik çözümlemesi kolaylıkla yapılabilir. İkinci olarak, iş yapan makineler en çok işi, sanki-dengeli bir hal değişimi sırasında yaparlar (Şekil 1-28). Bu nedenle sanki-dengeli hal değişimleri, gerçek hal değişimlerinin kıyaslanabilecekleri bir referans oluştururlar.

Koordinatlarını termodinamik özeliklerin oluşturduğu hal değişimi diyagramları, hal değişimlerini gözönünde canlandırmak bakımından çok yararlıdır. Koordinat olarak kullanılan bazı bilinen özelikler, sıcaklık T, basınç P ve hacim V (veya özgül hacim v)'dir. Bir gazın sıkıştırılmasına ilişkin hal değişiminin P–V diyagramı Şekil 1-29'da gösterilmiştir.

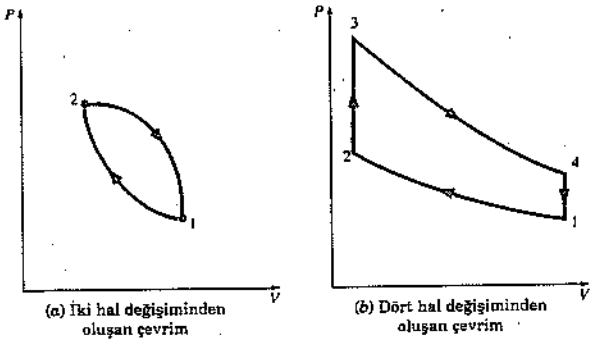
Hal değişiminin yolu, sistemin hal değişimi sırasında geçtiği bir dizi denge halini belirtmektedir ve bu gösterim sadece sanki-dengeli bir hal değişimi için söz konusudur. Sanki-dengeli olmayan hal değişimleri için, hal değişimi sırasında oluşan halleri belirlemek olası değildir, dolayısıyla hal değişiminin izlediği yoldan söz edilemez. Sanki-dengeli olmayan bir hal değişimi ilk ve son haller arasında kesik bir eğriyle gösterilecektir. Bazı hal değişimlerinde özeliklerden biri sabit kalabilir. Sabit sıcaklıkta, sabit basınçta, sabit hacimde hal değişimleri örnek verilebilir.*

* *iso*-ön eki İngilizce'de sabit anlamında kullanılır. Belirtilen hal değişimlerine İngilizce'de sırasıyla **isothermal, isobaric ve isochoric (isometric)** denmektedir.



ŞEKİL 1-29

Sıkıştırma işleminin *P-V* diyagramı.



ŞEKİL 1-30

İki termodinamik çevrim.

Bir sistem geçirdiği bir dizi hal değişimi sonunda yeniden ilk haline dönerse bir **çevrim**den geçmiş olur. Başka bir deyişle, çevrimin ilk ve son halleri aynıdır. Şekil 1-30*a*'da gösterilen çevrim iki hal değişiminden, Şekil 1-30*b*'de gösterilen çevrim dört hal değişiminden oluşmaktadır. İkinci çevrim 8. bölümde incelenecek olan benzin motorları için mükemmel çevrimi göstermektedir.

1-8 ■ HAL POSTULASI

Sistemin hali, özelikleri belirtilerek tanımlanır. Fakat sistemin halini belirlemek için özeliklerin tümünü bilmemiz gerekmediğini gözlemlerimize dayanarak söyleyebiliriz. Sınırlı sayıda özeliğin belirtilmesi, sistemin halini tanımlamak için yeterlidir. Böylece, diğer özelikler de kendiliğinden belirlenmiş olur. Sistemin halini tanımlamak için belirtilmesi gerekli özeliklerin sayısı **hal postulası** ile bulunabilir:

Basit sıkıştırılabilir bir sistemin hali iki bağımsız yeğin özeliğin verilmesiyle tanımlanır.

Elektrik, manyetik, yerçekimi, hareket ve yüzey gerilmesi gibi olguların etkisi altında olmadığı kabul edilen sisteme **basit sıkıştırılabilir**

sistem adı verilir. Bu etkiler dış kuvvet alanlarına bağlıdırlar ve mühendislik problemlerinin çoğunda gözardı edilebilirler. İhmal edilememeleri durumunda, gözönüne alınacak her etki için fazladan bir özeliğin belirtilmesi gerekir. Örneğin yerçekimi etkisi gözönüne alınmak zorundaysa, hali tanımlamak için gerekli iki özeliğe ek olarak yüksekliğin de belirtilmesi gerekir.

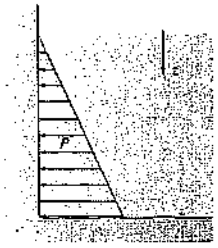
Hal postulası, hali tanımlamak için verilmesi gereken iki özeliğin **bağımsız** olmasını zorunlu kılar. İki özelikten biri sabit kalırken diğeri değişebiliyorsa, bu iki özelik birbirinden bağımsızdır. Örneğin sıcaklık ve özgül hacim her zaman iki bağımsız özeliktir ve birlikte basit sıkıştırılabilir bir sistemin halini belirleyebilirler (Şekil 1-31). Sıcaklık ve basınç tek fazdan oluşan sistemler için bağımsız özeliklerdir, fakat çok fazlı sistemler için bağımsız değildirler. Deniz düzeyinde (P = 1 atmosfer), su 100 °C sıcaklıkta kaynar, fakat basıncın daha düşük olduğu bir dağ tepesinde, su daha düşük bir sıcaklıkta kaynar. Başka bir deyişle, faz değişimi sırasında $T = f(P)$ olduğundan, sıcaklık ve basınç iki fazlı bir sistemde hali belirlemek için bağımsız iki özelik olarak kabul edilemez. Faz değişimlerinin olduğu hal değişimleri bir sonraki bölümde ele alınmıştır.

ŞEKİL 1-31

Azotun hali iki bağımsız yeğin özellik tarafından belirlenmiştir.

1-9 ■ BASINÇ

Basınç *bir akışkanın birim alana uyguladığı kuvvet*tir. Basınç sadece gaz ve sıvı ortamlarda söz konusudur. Katı cisimlerde basınç olgusunun yerini *gerilme* alır. Hareketsiz bir akışkanda basınç her yönde aynıdır. Akışkan içindeki basınç, Şekil 1-32'de gösterildiği gibi derinlikle artar. Bunun nedeni alt tabakalardaki akışkanın üst tabakalara oranla daha fazla ağırlık taşıyor olmasıdır. Basınç dikey yönde yerçekimi etkisinden dolayı değişir, fakat yatay yönde bir değişiklik göstermez. Gaz dolu bir kap içinde basıncın her noktada aynı olduğu kabul edilebilir, çünkü gazın ağırlığı bir fark yaratacak kadar büyük değildir (Şekil 1-33).



ŞEKİL 1-32

Hareketsiz bir akışkanın basıncı, üstündeki ağırlığın artmasından dolayı derinlikle artar.

Basınç birim alana uygulanan kuvvet olduğundan, birimi metre kareye newton (N/m^2)'dur. Bu birime *pascal* (Pa) denir. Böylece,

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$$

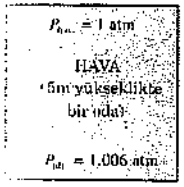
yazılabilir. Pratikte karşılaşılan basınçlar için pascal çok küçük bir değeri ifade eder. Bu nedenle onun katları olan *kilopascal* (1 kPa = 10^3 Pa) ve *megapascal* (1 MPa = 10^6 Pa) yaygın olarak kullanılır. Sıkça kullanılan iki basınç birimi de *bar* ve *standart atmosfer* olup, aşağıda gösterildiği gibi tanımlanmışlardır:

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 0.1 \text{ MPa} = 100 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa} = 101.325 \text{ kPa} = 1.01325 \text{ bar}$$

İngiliz sisteminde basınç birimi, *parmak kareye libre kuvvet* (lbf/in^2) ve 1 atm = 14.696 psi'dir.

Bir noktadaki gerçek basınç, **mutlak basınç** diye adlandırılır ve mutlak boşluğa veya mutlak sıfır basınca göre ölçülür. Fakat basınç ölçen cihazların birçoğu yerel atmosfer basıncında sıfır okunacak şekilde ayarlanmışlardır (Şekil 1-34). Bu nedenle, gösterdikleri basınç mutlak basınçla yerel atmosfer basıncı arasındaki farktır. Bu fark **gösterge**



ŞEKİL 1-33

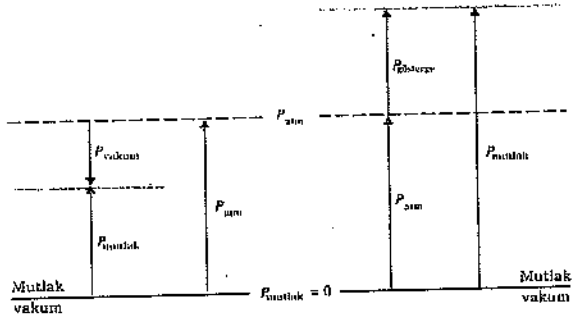
Sıvıyla dolu bir odada basıncın yükseklikle değişimi ihmal edilebilir.

basıncı diye adlandırılır. Atmosfer basıncı altındaki basınçlar **vakum basıncı** olarak bilinir ve vakum göstergeleri adı verilen cihazlarla ölçülür. Mutlak, gösterge ve vakum basınçlarının tümü artı değerlerdir ve aralarındaki ilişki aşağıda gösterildiği gibidir:

$$P_{\text{gösterge}} = P_{\text{mutlak}} - P_{\text{atm}} \quad (P_{\text{atm}}\text{'den daha büyük basınçlar için}) \quad (1\text{-}13)$$

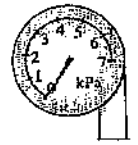
$$P_{\text{vakum}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{mutlak}} \quad (P_{\text{atm}}\text{'den daha küçük basınçlar için}) \quad (1\text{-}14)$$

Bu ilişki Şekil 1-35'te açıklanmıştır.



ŞEKİL 1-35

Mutlak, gösterge ve vakum basınçları.



ŞEKİL 1-34

Atmosfere açık bir basınç göstergesinde sıfır değeri okunur.

ÖRNEK 1-3

Atmosfer basıncı 101 kPa olarak ölçülürken, bir deney odasına bağlanmış vakum göstergesinde 40 kPa değeri okunmaktadır. Odanın mutlak basıncını hesaplayın.

Çözüm Mutlak basınç 1-14 numaralı denklemden kolaylıkla hesaplanabilir:

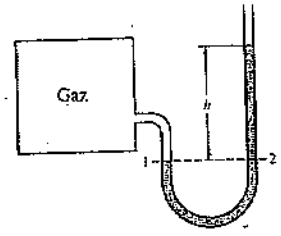
$$P_{\text{mutlak}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{vakum}} = (101 - 40) = 61 \text{ kPa}$$

Termodinamik tablo ve bağıntılarının hemen hemen tümünde mutlak basınç kullanılır. Bu kitapta, aksi belirtilmedikçe, basınç P, mutlak basıncı simgeleyecektir. Bazen anlamı daha açık belirtebilmek amacıyla mutlak basınç için 'a' ve gösterge basıncı için 'g' harfleri basınç birimlerine eklenecektir (psia ve psig'de olduğu gibi).

Manometre

Küçük ve orta büyüklükteki basınç farkları genellikle **manometre** adı verilen cihazla ölçülür. Manometre, içinde cıva, su, alkol veya yağ gibi bir sıvı bulunan U şeklinde cam veya plastik bir tüptür. Eğer basınç farklarının büyük olması bekleniyorsa cıva gibi ağır bir sıvının kullanılması manometrenin boyutlarını uygun ölçülerde tutacaktır.

Bir kap içindeki basıncı ölçen, Şekil 1-36'daki manometreyi ele alalım. Gazlarda yerçekiminin etkisi ihmal edilebildiği için, 1 noktasındaki basınç kabın her yerindeki basınçla aynı değerdedir. Ayrıca bir akışkan içindeki basınç yatay yönde değişmediği için 2 noktasındaki basınç, 1 noktasındaki basınca eşittir: $P_2 = P_1$.



ŞEKİL 1-36

Basit bir manometre.

ŞEKİL 1-37
h yüksekliğindeki akışkan sütununun serbest cisim diyagramı.

Yükseklik farkı h olan akışkan sütunu statik dengededir. Bu sütunun serbest cisim diyagramı Şekil 1-37'de gösterilmiştir. Dikey yöndeki kuvvetler eşitlenirse,

$$AP_1 = AP_{atm} + W$$

bulunur. Burada, $W = mg = \rho Vg = \rho Ahg$

olduğundan, $$P_1 = P_{atm} + \rho gh \quad \text{(kPa)} \qquad (1\text{-}15)$$

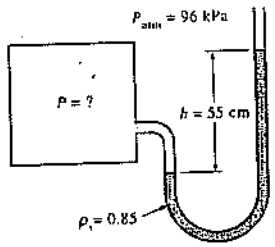
elde edilir. Yukarıdaki bağıntılarda W akışkan sütununun ağırlığını, ρ akışkanın sabit kabul edilen yoğunluğunu, g yerel yerçekimi ivmesini, A tüpün kesit alanını ve P_{atm} atmosfer basıncını göstermektedir. Basınç farkı,

$$\Delta P = P_1 - P_{atm} = \rho gh \quad \text{(kPa)} \qquad (1\text{-}16)$$

şeklinde yazılabilir. Tüpün kesit alanının yükseklik farkı h üzerinde bir etkisi olmadığı not edilmelidir.

ÖRNEK 1-4

Şekil 1-38'de gösterilen kaptaki basınç bir manometreyle ölçülmektedir. Manometre sıvısının özgül ağırlığı 0.85 olup, sütun farkı 55 cm'dir. Yerel atmosfer basıncı 96 kPa olduğuna göre kap içindeki mutlak basınç ne kadardır?



ŞEKİL 1-38
Örnek 1-4'ün çizimi.

Çözüm Yerçekimi ivmesi verilmediği için standart değer olan 9.807 m/s^2 kabul edilebilir. Manometre sıvısının yoğunluğu, özgül ağırlığını suyun yoğunluğu olan 1000 kg/m^3 ile çarparak bulunabilir:

$$\rho = (\rho_s)(\rho_{H_2O}) = (0.85)(1000 \text{ kg/m}^3) = 850 \text{kg/m}^3$$

1-15 numaralı denklemden:

$$P = P_{atm} + \rho gh$$

$$= 96 \text{ kPa} + (850 \text{ kg/m}^3)(9.807 \text{ m/s}^2)(0.55 \text{ m})\left(\frac{1 \text{ kPa}}{1000 \text{ N/m}^2}\right)$$

$$= 100.6 \text{ kPa}$$

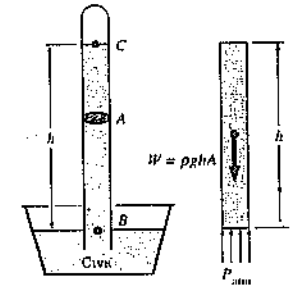
Barometre

Atmosfer basıncı **barometre** adı verilen bir cihazla ölçülür. Bundan dolayı atmosfer basıncına *barometrik basınç* adı da verilir.

Torricelli'nin (1608-1647) birkaç yüz yıl önce yaptığı deneylere dayanarak, atmosfer basıncı içi cıva dolu bir tüpü, Şekil 1-39'da gösterildiği gibi bir cıva kabına ters yerleştirerek ölçülebilir. B noktasındaki basınç atmosfer basıncına eşittir, C noktasındaki basınç ise sıfır alınabilir, çünkü C noktasının üzerinde sadece cıva buharı vardır ve basıncı ihmal edilebilir. Dikey yönde kuvvetlerin eşitliği yazılırsa,

$$P_{atm} = \rho gh \quad \text{(kPa)} \qquad (1\text{-}17)$$

elde edilir. Burada ρ cıvanın yoğunluğu, g yerel yerçekimi ivmesi ve h serbest yüzey üzerindeki cıva sütununun yüksekliğidir. Tüpün uzunluğunun ve kesit alanının barometre içindeki akışkan sütununun yüksekliği üzerinde bir etkisi olmadığı vurgulanmalıdır (Şekil 1-40).

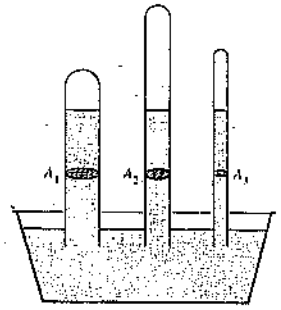


ŞEKİL 1-39
Basit bir barometre.

Sıkça kullanılan bir basınç birimi *standart atmosfer*dir. Bu birim 0 °C sıcaklıkta (ρ_{Hg} = 13595 kg/m^3) ve standart yerçekimi ivmesinde (g = 9.807 m/s^2) 760 mm yüksekliğindeki cıva sütununun basıncı olarak tanımlanmıştır. Eğer standart atmosfer basıncını ölçmek için cıva yerine su kullanılırsa, 10.3 m yüksekliğinde bir su sütunu gerekli olacaktır. Basınç bazen, özellikle hava tahmin raporlarında, cıva sütunu yüksekliğiyle ifade edilir. Standart atmosfer basıncı, 0 °C'de 760 mmHg veya 29.92 inHg'dir.

Ortalama atmosfer basıncı P_{atm}; deniz düzeyinde 101.325 kPa olup, 1000, 2000, 5000, 10000 ve 20000 metre yüksekliklerde sırasıyla 89.88, 79.50, 54.05, 26.6 ve 5.53 kPa değerlerini almaktadır. Örneğin, deniz düzeyinden 1610 metre yükseklikte olan Denver kentinde ortalama basınç 83.4 kPa olmaktadır.

Bir yerdeki atmosferik basınç, o yerin üzerindeki havanın birim alana düşen ağırlığıdır. Dolayısıyla sadece yükseklikle değil, hava koşullarına bağlı olarak da değişecektir.



ŞEKİL 1-40
Tüpün uzunluğunun veya kesit alanının barometredeki akışkan sütununun yüksekliği üzerinde bir etkisi yoktur.

ÖRNEK 1-5

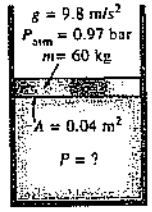
Barometrede 740 mmHg değerinin okunduğu ve yerçekimi ivmesinin g = 9.7 m/s^2 olduğu bir yerde atmosfer basıncını hesaplayın. Cıvanın sıcaklığını 10 °C ve bu sıcaklıktaki yoğunluğunu 13570 kg/m^3 kabul edin.

Çözüm Atmosfer basıncı 1-17 numaralı bağıntıdan hesaplanabilir:

$$P_{atm} = \rho gh$$

$$= (13570 \text{ kg/m}^3)(9.7 \text{ m/s}^2)(0.74 \text{ m})\left(\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1 \text{ kPa}}{1000 \text{ N/m}^2}\right)$$

$$= 97.41 \text{ kPa}$$



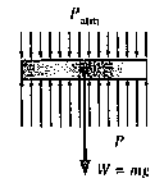
ŞEKİL 1-41
Örnek 1-6'nın çizimi.

ÖRNEK 1-6

Şekil 1-41'de görülen piston-silindir düzeneğinde bir gaz bulunmaktadır. Pistonun kütlesi 60 kg olup, kesit alanı 0.04 m^2'dir. Yerel atmosfer basıncı 0.97 bar ve yerçekimi ivmesi 9.8 m/s^2'dir.

(*a*) Silindir içerisindeki gazın basıncını hesaplayın.

(*b*) Gaza ısı geçişi olur ve hacmi iki katına çıkarsa basıncının değişip değişmeyeceğini belirleyin.



ŞEKİL 1-42
Pistonun serbest cisim diyagramı.

Çözüm (*a*) Piston-silindir düzeneği içerisinde bulunan gazın basıncı atmosfer basıncına ve pistonun ağırlığına bağlıdır. Şekil 1-42'de gösterilen serbest cisim diyagramı çizilir ve düşey yöndeki kuvvetler dengelenirse:

$$PA = P_{atm}A + W$$

$$P = P_{atm} + \frac{mg}{A}$$

$$= 0.97 \text{ bar} + \frac{(60 \text{ kg})(9.8 \text{ m/s}^2)}{0.04 \text{ m}^2}\left(\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1 \text{ bar}}{10^5 \text{ N/m}^2}\right)$$

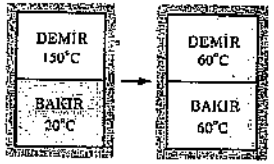
$$= 1.117 \text{ bar}$$

(*b*) Hacim değişikliği gazı etkileyen kuvvetlerde bir değişikliğe yol açmayacaktır. Bu nedenle, Şekil 1-42'de görülen serbest cisim diyagramında bir değişiklik olmayacaktır. Bu bakımdan gazın basıncı aynı kalacaktır.

1-10 ■ SICAKLIK VE TERMODİNAMİĞİN SIFIRINCI YASASI

Soğuk ve sıcak kavramlarını yakından bilmemize rağmen, **sıcaklığın** tam bir tanımını yapmak kolay değildir. Vücut duyularımıza dayanarak, sıcaklık düzeyini *dondurucu soğuk, soğuk, ılık, sıcak, ateş* gibi ve benzeri sözcüklerle göreceli olarak ifade edebiliriz. Fakat duyularımıza dayanarak sıcaklıklara sayısal değerler vermemiz olanak dışıdır. Ayrıca duyularımız bizi yanıltabilir. Örneğin aynı sıcaklıkta olmalarına rağmen metal bir iskemleye oturduğumuzda tahta bir iskemleye oranla daha soğuk olduğunu hissederiz.

Fakat maddelerin bazı özeliklerinin sıcaklıkla, tekrarlanabilir ve tahmin edilebilir bir biçimde değişmesi, hassas sıcaklık ölçümleri yapabilmemize olanak sağlar. Örnek olarak halk arasında derece diye bilinen cıvalı termometre alınırsa, ölçümün cıvanın sıcaklıkla genişleme olgusuna dayandığı görülür. Sıcaklık, sıcaklığa bağımlı daha başka özelikler yardımıyla da ölçülebilir.



ŞEKİL 1-43
Ayrık bir ortamda biraraya getirilen iki cismin ısıl dengeye ulaşması.

Masada bırakılan bir bardak çayın zamanla soğuduğu, bir şişe soğuk gazozun ise zamanla ısındığı gözlediğimiz bir gerçektir. Başka bir deyişle, bir cisim farklı sıcaklıkta bir başka cisimle biraraya getirildiği zaman, yüksek sıcaklıktaki cisimden diğerine her iki cismin sıcaklığı eşitlenene kadar ısı geçişi olur (Şekil 1-43). Bu noktada ısı geçişi son bulur ve cisimler **ısıl dengede** olurlar. Isıl denge için tek koşul sıcaklıkların eşit olmasıdır.

Termodinamiğin Sıfırıncı Yasası iki ayrı cismin bir üçüncü cisimle ısıl dengede olmaları durumunda, kendi aralarında da ısıl dengede olacaklarını belirtir. Bu basit olgunun termodinamiğin temel yasalarından biri sayılması garipsenebilir, fakat termodinamiğin diğer yasalarıyla kanıtlanması mümkün olmadığından ayrı bir yasa olarak ele alınması gerekir. Ayrıca sıcaklık ölçüm sonuçlarının gerçekliği bu yasaya dayanır. Üçüncü cisim bir termometre olarak alınırsa, sıfırıncı yasa şu şekilde yazılabilir: *Sıcaklıkları aynı değer olarak ölçülen iki cisim birbirleriyle temas etmeseler de ısıl dengededirler.*

Sıfırıncı yasa ilk olarak 1931 yılında R. H. Fowler tarafından ortaya konmuştur. Adından da görüleceği gibi, temel bir fizik ilkesi olarak değeri, birinci ve ikinci yasaların ortaya konmasından yarım yüzyılı aşkın bir süre sonra anlaşılabilmiştir. Birinci ve ikinci yasalardan önce gelmesi gerektiği için adı sıfırıncı yasa diye konmuştur.

Sıcaklık Ölçekleri

Sıcaklık değerlerinin ortak bir dille ifade edilebilmesi için sıcaklık ölçeklerine veya skalalarına gerek duyulur. Günümüze kadar değişik sıcaklık ölçekleri kullanılmıştır. Tüm sıcaklık ölçekleri suyun donma ve kaynama noktaları gibi, kolayca elde edilebilir sıcaklık değerlerine dayanır. Bu değerlere sırasıyla **buz noktası** ve **buhar noktası** adı da verilir. Buz noktası bir atmosfer basınçtaki doymuş havayla su-buz karışımının denge halinde bulunduğu sıcaklıktır. Buhar noktası ise bir atmosfer basınçtaki doymuş sıvı buhar karışımı suyun sıcaklığıdır.

Günümüzde SI birim sisteminde kullanılan sıcaklık ölçeği **Celcius ölçeğidir**. Daha önce Santigrad (Centigrade) ölçeği olarak bilinen bu ölçek, 1948 yılından başlayarak, ölçeği bulan İsveçli uzay bilimcisi A. Celcius'un (1701-1744) adıyla anılmıştır. İngiliz birimlerinde kullanılan sıcaklık ölçeği **Fahrenheit ölçeğidir**. Alman deney aleti yapımcısı G. Fahrenheit'ın (1686-1736) adıyla anılmaktadır. Celcius ölçeğinde buz ve buhar noktalarına sırasıyla 0 ve 100 °C değerleri verilmiştir. Buz ve buhar noktaları Fahrenheit ölçeğinde sırasıyla 32 ve 212 °F değerlerini alır. Bu ölçekler çoğu zaman *iki noktalı ölçekler* diye adlandırılır.

Termodinamikte, madde veya maddelerin özeliklerinden bağımsız bir sıcaklık ölçeğinin kullanılması istenir. Bu tür bir sıcaklık ölçeği, 5. bölümde termodinamiğin ikinci yasasıyla ilişkili olarak geliştirilen **termodinamik sıcaklık ölçeğidir**. SI birimlerinde termodinamik sıcaklık ölçeği, Lord Kelvin'in (1824-1907) adıyla anılan **Kelvin ölçeğidir**. Bu ölçekte sıcaklık birimi **kelvin**'dir ve K ile (°K değil) gösterilir. Kelvin ölçeğinde en düşük sıcaklık 0 K'dir. Alışılagelmiş soğutma yöntemlerinin dışında yöntemler kullanarak bilim adamları mutlak sıfır kelvin sıcaklığına yakın değerler elde edebilmişlerdir (1989 yılında 0.000000002 K).

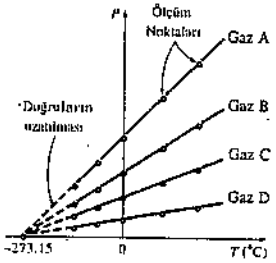
İngiliz birim sisteminde termodinamik sıcaklık ölçeği, William Rankine'in (1820-1872) adıyla anılan **Rankine ölçeğidir**. Bu ölçekte sıcaklık birimi **rankin** olup, kısaltılmış olarak R ile gösterilir.

Kelvin ölçeği ile eşdeğer bir sıcaklık ölçeği de **mükemmel gaz sıcaklık ölçeğidir**. Bu ölçekte sıcaklıklar **sabit-hacimli gaz termometresi** ile ölçülür. Bu termometre düşük basınçta bir gazla doldurulmuş sabit hacimli bir kaptır. Kullanılan gaz genellikle hidrojen veya helyumdur. Termometre, düşük basınçlarda, hacmi sabit olan bir gazın sıcaklığının basınçla orantılı olduğu ilkesine dayanır. Başka bir deyişle, yeterince düşük basınçlarda sabit hacimde bir gazın sıcaklığı basınçla doğrusal bir değişim gösterir. Bu durumda gazın sıcaklığı ve basıncı arasında,

$$T = a + bP \qquad (1\text{-}18)$$

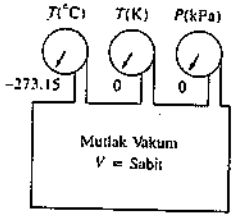
şeklinde bir ilişki vardır. Burada a ve b gaz termometresi için deneysel olarak belirlenmiş katsayılardır. a ve b belirlendikten sonra ortamın sıcaklığı, gaz termometresini ortama daldırıp, ısıl denge sağlandığında gaz basıncını ölçerek yukarıdaki bağıntıdan hesaplanır.

Mükemmel gaz sıcaklık ölçeği, sabit hacimli kaptaki gazın basıncını buz ve buhar noktaları gibi iki sabit noktada ölçüp, bu noktalara birer sıcaklık değeri atayarak gerçekleştirilebilir. Düzlemdeki iki noktadan sadece bir doğru geçebileceği gözönüne alınarak, 1-18 denklemindeki



ŞEKİL 1-44

Farklı fakat düşük basınçlarda dört ayrı gaz kullanan sabit hacimli gaz termometresiyle elde edilen deneysel ölçümlerin *P-T* eğrileri.



ŞEKİL 1-45

Sabit-hacim gaz termometresi mutlak sıfır basınçta −273.15 °C değerini gösterir.

a ve b katsayıları hesaplanır. Daha sonra sıcaklığı bilinmeyen ortamın basıncı ölçülerek, sıcaklık 1-18 denkleminden basit bir hesapla bulunur. a ve b katsayıları kap içindeki gazın türüne, miktarına ve referans noktalarına atanan sıcaklık değerlerine bağlı olduğundan, her termometre için farklı olacaktır. Eğer buz ve buhar noktalarına atanan sıcaklık değerleri 0 ve 100 olarak seçilirse, gaz sıcaklık ölçeği Celcius ölçeğiyle çakışır. Bu durumda, mutlak sıfır basıncındaki sıcaklık değerini ifade eden a katsayısı, gaz termometresindeki gazın türünden ve miktarından bağımsız olarak, −273.15 °C değerini alır. Başka bir deyişle *P-T* diyagramında ölçüm noktalarından geçen tüm doğrular, uzatıldığında. Şekil 1-44'te görüldüğü gibi −273.15 °C noktasında kesişir. Bu değer erişilebilecek en düşük sıcaklık olduğu için, 1-18 denkleminde a katsayısına sıfır değerini vererek *mutlak gaz sıcaklık ölçeği*ni oluşturabiliriz. Böylece denklem 1-18, $T = bP$ biçimini alır ve sadece *bir* sabit sıcaklık noktası mutlak gaz sıcaklık ölçeğini tanımlamak için yeterli olur.

Mutlak gaz sıcaklık ölçeğinin, termodinamik sıcaklık ölçeği olmadığı not edilmelidir, çünkü çok düşük sıcaklıklarda (yoğuşma nedeniyle) ve çok yüksek sıcaklıklarda (ayrışma ve iyonizasyon nedeniyle) kullanılamaz. Fakat gaz termometresinin kullanılabildiği sıcaklık aralığında mutlak gaz sıcaklığı termodinamik sıcaklıkla aynıdır. Bu nedenle, termodinamik sıcaklık ölçeğini, tüm sıcaklıklarda düşük basınçlı gaz davranışı gösteren "mükemmel" veya "gerçekötesi" bir gaz kullanan mutlak gaz sıcaklık ölçeği olarak düşünebiliriz. Eğer böyle bir gaz termometresi olabilseydi, sıfır basınçta, Celcius ölçeğinde karşılığı −273.15 °C olan sıfır kelvin değerini gösterirdi (Şekil 1-45).

Kelvin ölçeği ile Celsius ölçeğinin ilişkisi,

$$T(\text{K}) = T(^\circ\text{C}) + 273.15 \tag{1-19}$$

bağıntısıyla verilmektedir.

Rankine ölçeğiyle Fahrenheit ölçeğinin ilişkisi ise,

$$T(\text{R}) = T(^\circ\text{F}) + 459.67 \tag{1-20}$$

bağıntısıyla verilmektedir. Genelde 1-19 numaralı denklemdeki sabit, yuvarlatılmış olarak 273, 1-20 numaralı denklemdeki sabit ise yuvarlatılmış olarak 460 yazılır.

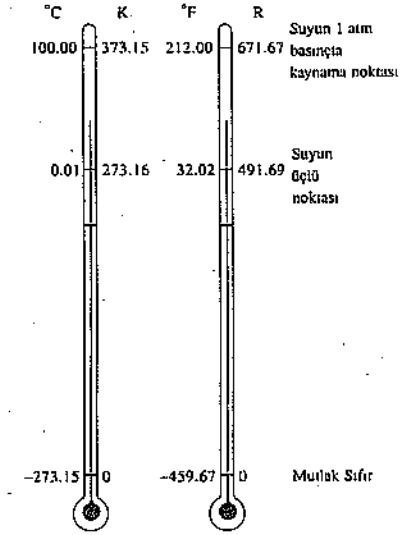
İki birim sistemindeki sıcaklık ölçekleri arasında aşağıdaki bağıntılar kullanılarak çevirme yapılabilir:

$$T(\text{R}) = 1.8\ T(\text{K}) \tag{1-21}$$

$$T(^\circ\text{F}) = 1.8\ T(^\circ\text{C}) + 32 \tag{1-22}$$

Değişik sıcaklık ölçekleri, Şekil 1-46'da karşılaştırılmıştır.

1954'te yapılan Onuncu Ağırlık ve Ölçüler Konferansı'nda, Celsius ölçeği tek bir sabit nokta ve mutlak sıcaklık ölçeğine bağlı olarak yeniden tanımlanmıştır. Seçilen sabit nokta suyun her üç fazının birarada bulunduğu *üçlü nokta*dır. Bu noktanın sıcaklık değeri 0.01 °C'dir. Yeni ölçekte derecenin büyüklüğü mutlak sıcaklık ölçeğinden alınmıştır. Daha önce olduğu gibi 1 atmosfer basınçta suyun kaynama noktası 100.00 °C olmaktadır. Görüldüğü gibi yeni Celsius ölçeği eskisinin hemen hemen aynıdır.



ŞEKİL 1-46

Sıcaklık ölçeklerinin karşılaştırılması.

Kelvin ölçeğinde, sıcaklık birimi kelvin'in büyüklüğü, değeri 273.16 K olarak belirlenen suyun üçlü nokta sıcaklığının, 1/273.16'sı kadar alınmıştır. Celsius ve Kelvin ölçeklerinde buz noktası sırasıyla 0 °C ve 273.15 K olmaktadır.

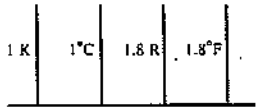
1 K ve 1 °C büyüklüklerinin eşdeğer olduğu not edilmelidir (Şekil 1-47). Bu nedenle sıcaklık farkı ΔT ile işlem yaparken, her iki ölçekte de sıcaklık aralığı eşit olacaktır. Bir maddenin sıcaklığını 10 K yükseltmekle 10 °C yükseltmek arasında fark yoktur. Böylece,

$$\Delta T(\text{K}) = \Delta T(^\circ\text{C}) \tag{1-23}$$

ve

$$\Delta T(\text{R}) = \Delta T(^\circ\text{F}) \tag{1-24}$$

yazılabilir.



ŞEKİL 1-47

Değişik sıcaklık birimlerinin büyüklüklerinin karşılaştırılması.

Bazı termodinamik bağıntılar sıcaklık değerinin kullanılmasını gerektirir. K veya °C birimlerinden hangisinin kullanılacağı sorusu bazen şaşırmaya yol açar. Eğer bağıntıda sıcaklık farkları yer alıyorsa ($a = b\ \Delta T$ bağıntısında olduğu gibi), her iki birim de kullanılabilir ve sonuç aynı olacaktır. Fakat bağıntıda sıcaklık farkı değil de sıcaklık yeralıyorsa ($a = bT$ bağıntısında olduğu gibi) K birimi kullanılmalıdır. Kuşku duyulduğu zaman K biriminin kullanılması hatayı önleyecektir, çünkü bu birimin kullanılmasının hatalı olduğu durumlar yok denecek kadar azdır. Fakat °C biriminin kullanılması bazı termodinamik bağıntılarda önemli hatalara yol açabilir.

ÖRNEK 1-7

Isıtma işlemi sırasında, bir sistemin sıcaklığı 10 °C yükselmektedir. Bu artışı K, °F ve R birimlerinde gösterin.

Çözüm Bu problemde sıcaklık değişimleri söz konusudur. Bu nedenle değişim Kelvin ve Celsius ölçeklerinde aynı olacaktır. 1-23 numaralı denklemden:

$$\Delta T(\text{K}) = \Delta T(^\circ\text{C}) = 10\ \text{K}$$

Bir sıcaklık değişimi Fahrenheit ve Rankine ölçeklerinde aynıdır. Kelvin (veya Celsius) ölçeğindeki sıcaklık değişimi 1-21 ve 1-24 numaralı denklemlerle Rankine (veya Fahrenheit) ölçeğindeki sıcaklık değişimine dönüştürülebilir:

$$\Delta T(\text{R}) = 1.8\ \Delta T(\text{K}) = (1.8)(10) = 18\ \text{R}$$

ve

$$\Delta T(^\circ\text{F}) = \Delta T(\text{R}) = 18\ ^\circ\text{F}$$

1-11 ■ ÖZET

Bu bölümde termodinamiğin temel kavramları tanıtıldı ve açıklandı. *Termodinamik* öncelikle enerjiyi konu alan bir bilimdir. *Termodinamiğin Birinci Yasası* temelde enerjinin korunumu ilkesinin bir ifadesidir ve *enerji*nin bir termodinamik özelik olduğunu vurgular. *Termodinamiğin İkinci Yasası* enerjinin niceliği (miktarı) yanında niteliğini de öne çıkarır. Gerçek hal değişimlerinin enerjinin niteliğini azaltan yönde olduğunu belirtir.

Kütlesi sabit bir sistem, *kapalı sistem* veya *kontrol kütlesi* diye tanımlanmıştır. Sınırlarından kütle geçişinin de olabileceği sistemler ise *açık sistem* veya *kontrol hacmi* diye tanımlanmıştır. Sistemin kütleye bağımlı özelikleri *yaygın özelikler*, kütleden bağımsız özelikleri *yeğin özelikler* diye adlandırılır. *Yoğunluk* birim hacmin kütlesi, *özgül hacim* birim kütlenin hacmidir.

Sistemin değişik biçimlerdeki enerjilerinin toplamı *toplam enerji* olup iç enerji ile kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamıdır. *İç enerji* sistemin moleküler enerjisini simgeler ve duyulur, gizli, kimyasal ve nükleer biçimlerde olabilir.

Bir sistem ısıl, mekanik, faz ve kimyasal dengede ise *termodinamik dengededir*. Bir halden diğerine geçiş *hal değişimi* diye adlandırılır. İlk ve son halleri aynı olan hal değişimine *çevrim* denir. *Sanki-statik* veya *sanki-dengeli* hal değişimleri sırasında sistem hal değişimi sırasında bir dizi denge halinden geçer. İki bağımsız yeğin özellik, basit sıkıştırılabilir bir sistemin halini tümüyle tanımlar.

Bir akışkan tarafından birim alana uygulanan kuvvete *basınç* denir ve birimi *pascal* 'dir. Mutlak, gösterge ve vakum basınçları arasındaki ilişki aşağıdaki bağıntılarla verilir:

$$P_{\text{gösterge}} = P_{\text{mutlak}} - P_{\text{atm}} \quad (\text{kPA}) \qquad (1\text{-}13)$$

$$P_{\text{vakum}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{mutlak}} \quad (\text{kPA}) \qquad (1\text{-}14)$$

Küçük veya orta düzeyde basınçlar *manometre* ile ölçülür. Yükseklik farkı h olan bir akışkan sütunu,

$$\Delta P = \rho g h \quad (\text{kPa}) \qquad (1\text{-}16)$$

basınç farkına karşı gelir. Burada ρ akışkanın yoğunluğu, g ise yerel yerçekimi ivmesidir.

Atmosfer basıncı *barometre* ile ölçülür ve

$$P_{\text{atm}} = \rho g h \quad (\text{kPa}) \qquad (1\text{-}17)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada h, sıvı sütununun serbest yüzeyden yüksekliğidir.

Termodinamiğin sıfırıncı yasası aynı sıcaklıktaki iki cismin temasta olmasalar bile ısıl dengede olduklarını belirtir.

SI ve İngiliz sistemlerinde günümüzde kullanılan sıcaklık ölçekleri sırasıyla *Celcius ölçeği ve Fahrenheit ölçeği*dir. SI sisteminde mutlak sıcaklık ölçeği *Kelvin ölçeği*dir ve Celsius ölçeğiyle ilişkisi,

$$T(\text{K}) = T(^\circ\text{C}) + 273.15 \qquad (1\text{-}19)$$

bağıntısıyla verilir. İngiliz sisteminde mutlak sıcaklık ölçeği *Rankine ölçeği*dir ve Fahrenheit ölçeğiyle ilişkisi,

$$T(\text{R}) = T(^\circ\text{F}) + 459.67 \qquad (1\text{-}20)$$

bağıntısıyla verilir.

1 K ve 1 °C büyüklükleri eşdeğerdir. Benzer olarak 1 R ve 1 °F büyüklükleri de eşdeğerdir. Bu nedenle,

$$\Delta T(\text{K}) = \Delta T(^\circ\text{C}) \qquad (1\text{-}23)$$

ve

$$\Delta T(\text{R}) = \Delta T(^\circ\text{F}) \qquad (1\text{-}24)$$

olur.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 American Society for Testing and Materials, *Standarts for Metric Practice*, ASTM E 380-79, Ocak 1980.

2 R. T. Balmer, *Thermodynamics*, West, St. Paul, MN, 1990.

3 A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, 1988.

4 W. Z. Black ve J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper and Row, New York, 1985.

5 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Baskı, Wiley, New York, 1986.

6 G. J. Van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Baskı, Wiley, New York, 1985.

7 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Baskı, McGraw-Hill, New York, 1988.

PROBLEMLER*

Termodinamik ve Enerji

1-1K Termodinamik problemlerini klasik ve istatistik yöntemlerle incelemenin arasındaki farkı irdeleyin.

* Öğrencilerin tüm kavram 'K' sorularını çözmeleri önerilmektedir.

1-2K Bayır aşağı giden bir bisikletçinin hızı pedal çevirmemesine rağmen neden artar? Burada enerjinin korunumu ilkesine ters düşen bir durum söz konusu mudur?

1-3K Bir büro çalışanı, masanın üzerindeki soğuk kahvenin 25 °C sıcaklıktaki çevre havadan ısı alarak 80 °C sıcaklığa ısındığını söylemektedir. Büro çalışanının bu savı doğru mudur? Bu olgu termodinamik yasalarına ters düşer mi?

Kütle, Kuvvet, İvme

1-4K Libre-kütle ile libre-kuvvet arasındaki fark nedir?

1-5K 70 km/saat hızla giden bir arabaya etkiyen net kuvvet, *(a)* yolun düz olması durumunda, *(b)* yolun yukarı doğru yokuş olması durumunda ne kadardır?

1-6 30 kg'lık bir kütleye 15 m/s^2 ivme vermek için gerekli kuvvet ne kadardır? *Çözüm:* 450 N

1-7 Hacmi 0.2 m^3 olan 5 kg'lık bir plastik kap suyla doludur. Suyun yoğunluğunun 1000 kg/m^3 olduğunu kabul ederek, sistemin toplam ağırlığını hesaplayın.

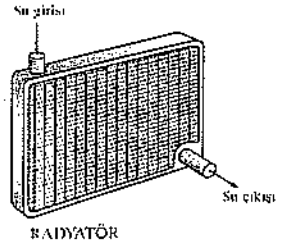
1-8 Boyutları 6m × 6m × 8m olan bir odanın içindeki havanın kütlesini ve ağırlığını hesaplayın. Havanın yoğunluğunun 1.16 kg/m^3 olduğunu kabul edin. *Çözüm:* 334.1 kg, 3277 N

1-9 45° enlemde, yerçekimi ivmesinin deniz düzeyinden yükseklik z'ye göre değişimi, $g = a - bz$ bağıntısıyla verilmiştir. Burada $a = 9.807$ m/s^2 ve $b = 3.32 \times 10^{-6}$ s^{-2} olmaktadır. Bir cismin ağırlığının yüzde 1 azalacağı yüksekliği belirleyin. *Çözüm:* 29539 m

1-10 75 kg kütleli bir astronot aya giderken ev tartısını (yaylı tartı) ve bir baskülü (kütleleri karşılaştırır) yanında götürüyor. Ayda yerçekimi ivmesi 1.67 m/s^2'dir. Ağırlığının *(a)* ev tartısında, *(b)* baskülde ne göstereceğini bulun. *Çözüm: (a)* 125.25 N; *(b)* 735.5 N

1-11 Yüksek hız yapan uçakların ivmeleri bazen g (standard yerçekimi ivmesinin katları) ile ifade edilir. İvmesi 6g olan bir uçakta bulunan 70 kg kütleli bir adamın üzerindeki net itme kuvvetini bulun.

1-12 5 kg kütleli bir taş, yerçekimi ivmesinin 9.79 m/s^2 olduğu bir yerde 150 N'luk bir kuvvetle yukarı doğru fırlatılmaktadır. Taşın ivmesini m/s^2 olarak hesaplayın.



ŞEKİL P1-13K

Enerjinin Biçimleri, Sistem, Hal, Özelik

1-13K Bir arabanın motorunda üretilen ısıl enerjinin çoğu radyatörde dolaşan su aracılığıyla havaya verilir. Radyatör kapalı bir sistem olarak mı yoksa açık sistem olarak mı incelenmelidir? Açıklayın.

1-14K Bir kutu gazoz soğuması için buzdolabına konmaktadır. Gazoz kutusunu ne tür bir sistem olarak ele alırsınız? Açıklayın.

1-15K Kapalı bir sistemin sınırlarından kütle geçişi olabilir mi? Enerji geçişi olabilir mi?

1-16K Elektrikli ısıtıcılar küçük odaları ısıtmak için yaygın olarak kullanılır. Isıtma işlemi sırasında nasıl bir enerji dönüşümü olduğunu açıklayın.

1-17K Bir ocakta su ısıtıldığını düşünün. Bu işlem sırasında enerjinin hangi biçimlerde bulunduğunu belirtin. Bu işlem sırasında hangi enerji dönüşümleri olmaktadır?

1-18K Enerjinin makroskopik ve mikroskopik biçimleri arasındaki fark nedir?

1-19K Toplam enerji nedir? Toplam enerjiyi oluşturan değişik enerji biçimlerini belirtin.

1-20K Bir sistemin iç enerjisini oluşturan enerji biçimlerini yazın.

1-21K Isı, iç enerji ve ısıl enerjinin aralarındaki ilişkiyi belirtin.

1-22K Yeğin ve yaygın özelikler arasındaki fark nedir?

1-23K Bir sistemin termodinamik dengede olabilmesi için, sıcaklık ve basıncın her noktada aynı olması gerekir mi?

1-24K Sanki-dengeli bir hal değişimi nedir? Mühendisler açısından ne önem taşır?

1-25K Sabit sıcaklıkta (izotermal), sabit basınçta ve sabit hacimde hal değişimlerini tanımlayın.

1-26K Hal postulası nedir?

1-27K Kapalı bir odanın içindeki havanın hali sıcaklık ve basıncı vererek tanımlanabilir mi? Açıklayın.

Basınç

1-28K Gösterge basıncı ile mutlak basınç arasındaki fark nedir?

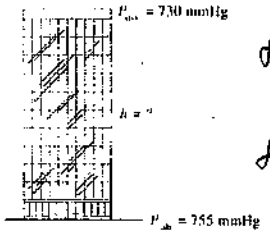
1-29K Bazı insanların yüksek yerlerde neden burun kanaması geçirdiklerini ve bazılarının da neden nefes darlığı çektiklerini açıklayın.

1-30 Bir kaba bağlanmış vakum göstergesinde 30 kPa değeri okunmaktadır. Barometre ise 755 mmHg değerini göstermektedir. Kap içindeki mutlak basıncı hesaplayın. Civanın yoğunluğunu ρ_{Hg} = 13590 kg/m^3 alın. *Çözüm:* 70.6 kPa

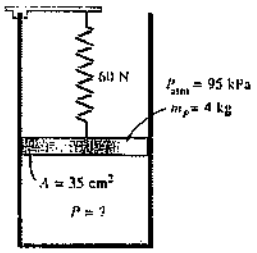
1-31 Barometrik basıncın 75 cmHg olduğu bir yerde, bir kaba bağlanmış basınç göstergesi 3.5 bar değerini göstermektedir. Kap içindeki mutlak basıncı hesaplayın. Civanın yoğunluğunu ρ_{Hg} = 13590 kg/m^3 alın. *Çözüm:* 4.5 bar

1-32 Atmosfer basıncının 94 kPa olduğu bir yerde, bir kaba bağlanmış basınç göstergesinde 500 kPa değeri okunmaktadır. Kap içindeki mutlak basıncı hesaplayın.

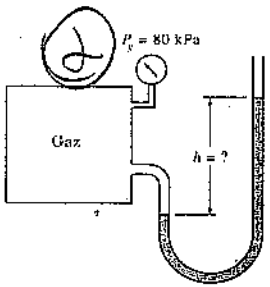
1-33 Bir dağcının barometresinde, tırmanışın başlangıcında 930 mbar, tırmanışın sonunda ise 780 mbar değerleri okunmuştur. Yükseklikğin yerel yerçekimi ivmesi üzerindeki etkisini ihmal ederek, tırmanılan yüksekliği hesaplayın. Ortalama hava yoğunluğunu 1.20 kg/m^3 ve



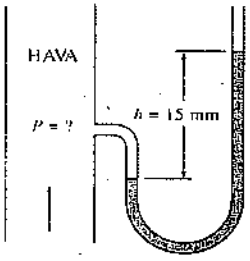
ŞEKİL P1-34



ŞEKİL P1-37



ŞEKİL P1-38



ŞEKİL P1-40

yerçekimi ivmesini $g = 9.7$ m/s^2 alın. *Çözüm:* 1289 m

1-34 Barometre bir yapının yüksekliğini ölçmek için kullanılabilir. Bir yapının zemininde ve çatısında sırasıyla 730 ve 755 mmHg değerleri okunuyorsa, yapının yüksekliğini hesaplayın. Ortalama hava yoğunluğunu 1.18 kg/m^3 alın.

1-35 Deniz yüzeyinden 30 m aşağıda bulunan bir dalgıç üzerindeki basıncı hesaplayın. Barometre basıncının 101 kPa ve deniz suyunun özgül ağırlığının 1.03 olduğunu kabul edin. *Çözüm:* 404.0 kPa

1-36 Deniz yüzeyinden 100 m aşağıda bulunan bir denizaltının üzerindeki basıncı hesaplayın. Barometre basıncının 101 kPa ve deniz suyunun özgül ağırlığının 1.03 olduğunu kabul edin.

1-37 Dikey konumda olan, sürtünmesiz bir piston-silindir düzeneği ele alınsın. Pistonun kütlesi 4 kg ve kesit alanı 35 cm^2'dir. Pistona etki eden sıkıştırılmış bir yay ile piston üzerinde 60 N değerinde bir kuvvet uygulanmaktadır. Atmosfer basıncı 95 kPa olduğuna göre silindir içindeki gazın basıncını hesaplayın. *Çözüm:* 123.4 kPa

1-38 Rijit bir kaptaki gazın basıncı hem bir basınç göstergesi hem de bir manometre ile ölçülmektedir. Göstergeden okunan değer 80 kPa olduğuna göre manometre akışkanının sütunları arasındaki yükseklik farkını, akışkanın *(a)* Civa (ρ = 13600 kg/m^3), *(b)* su (ρ = 1000 kg/m^3) olması durumlarına göre hesaplayın.

1-39 Bir yağ (ρ = 850 kg/m^3) manometresi, içi hava dolu bir kaba bağlanmıştır. Sütunlar arasındaki yükseklik farkı 45 cm ve atmosfer basıncı 98 kPa olduğuna göre kap içindeki havanın mutlak basıncını hesaplayın. *Çözüm:* 101.75 kPa

1-40 Kapalı bir kanalda akan havanın basıncı civa (ρ =13600 kg/m^3) manometresi ile ölçülmektedir. Sütunlar arasındaki yükseklik farkı 15 mm ve atmosfer basıncı 100 kPa olduğuna göre, *(a)* Şekil P1-40'ı gözönüne alarak, kanal içindeki hava basıncının atmosfer basıncının altında mı yoksa üstünde mi olduğunu belirleyin. *(b)* Kanal içindeki mutlak basıncı hesaplayın.

Sıcaklık

1-41K Termodinamiğin sıfırıncı yasasını açıklayın.

1-42K SI ve İngiliz sistemlerinde kullanılan mutlak ve diğer sıcaklık ölçekleri nelerdir?

1-43K Buz noktasında tam olarak 0 °C, buhar noktasında da tam olarak 100 °C değerlerini gösteren birer alkol ve civa termometresini ele alın. İki nokta arası her iki termometrede de 100 eşit bölüme ayrılmıştır. Verilen bir sıcaklıkta, örneğin 60 °C'de her iki termometrede okunan değer aynı mı olacaktır?

1-44 Sağlıklı bir insanın vücudunun iç sıcaklığı 37 °C'dir. Bu sıcaklık kelvin olarak ne kadardır? *Çözüm:* 310 K

1-45 Sıcaklığı 18 °C olan bir sistemin sıcaklığını kelvin olarak ifade edin.

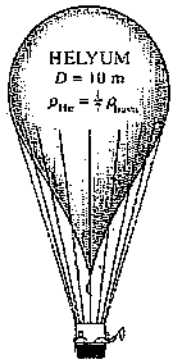
1-46 Isıtma işlemi sırasında bir sistemin sıcaklığı 30 °C artmaktadır. Sıcaklık artışını kelvin olarak ifade edin. *Çözüm:* 30 K

1-47 Soğutma işlemi sırasında bir sistemin sıcaklığı 15 °C azalmaktadır. Bu azalmayı kelvin olarak ifade edin.

1-48 A ve B ile gösterilen iki kapalı sistemi ele alın. A Sistemi, 20 °C sıcaklıkta 2000 kJ ısıl enerji, B sistemiyse 50 °C sıcaklıkta 200 kJ ısıl enerji içermektedir. İki sistem biraraya getirilmektedir. İki sistem arasındaki ısı geçişinin yönünü belirleyin.

Genel Tekrar Problemleri

1-49 Balonlar genellikle helyum gazıyla doldurulurlar, çünkü aynı koşullar altında helyum gazının ağırlığı havanın ağırlığının yedide biri kadardır. $F_b = \rho_{hava} g V_{balon}$ bağıntısıyla verilen kaldırma kuvveti, balonu yukarı doğru iter. 10 m çapı olan ve 70'şer kg'lık iki kişi taşıyan bir balonun kalktığı andaki ivmesini hesaplayın. Havanın yoğunluğunu 1.16 kg/m^3 alın ve balonun ipleri ile kabininin ağırlığını ihmal edin. *Çözüm:* 16.5 m/s^2

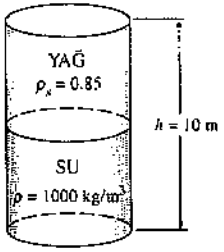


ŞEKİL P1-49

1-50 Problem 1-49'da incelenen balonun taşıyabileceği en büyük yük (kg) ne kadardır?

1-51 Barometre, uçaklarda yüksekliği ölçmek için kullanılır. Yer kontrolünün barometre basıncını 753 mmHg olarak bildirdiği bir anda pilotun barometresi 690 mmHg değerini göstermektedir. Uçağın yerden yüksekliğini hesaplayın. Ortalama hava yoğunluğunu 1.20 kg/m^3, yerçekimi ivmesini ise 9.8 m/s^2 alın. *Çözüm:* 714 m

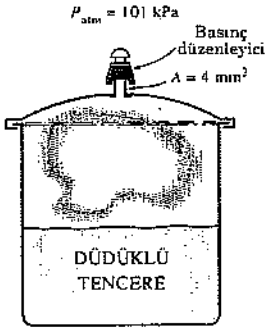
1-52 10 m yüksekliğindeki silindirik bir kabın alt yarısı suyla (ρ = 1000 kg/m^3), üst yarısı ise özgül ağırlığı 0.85 olan yağla doldurulmuştur. Silindirin tabanıyla tavanı arasındaki basınç farkını hesaplayın. *Çözüm:* 90.7 kPa



ŞEKİL P1-52

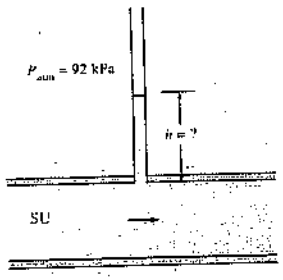
1-53 Sürtünmesiz, dikey bir piston-silindir düzeneğinde 500 kPa basınçta gaz bulunmaktadır. Atmosfer basıncı 100 kPa, piston kesit alanı ise 30 cm^2'dir. Pistonun kütlesini hesaplayın. Standart yerçekimi ivmesi kabul edin.

1-54 Düdüklü tencerenin diğer tencerelere oranla daha çabuk pişirmesinin nedeni, içinde daha yüksek bir basınç ve sıcaklığın oluşmasıdır. Tencerenin kapağında sızdırmazlık sağlanmış olup, buhar sadece kapağın ortasındaki bir delikten dışarı çıkabilir. Deliğin üzerinde sabit ağırlıkta bir kütle vardır ve buharın basıncı bu kütleyi kaldıracak düzeye gelene kadar deliği kapatır. Bu şekilde buhar aralıklarla delikten çıkar, böylece tencere içindeki buhar basıncı artmadan veya azalmadan belli bir düzeyde kalır. 100 kPa gösterge basıncında çalışan bir düdüklü tencerenin kapağında bulunan, 4 mm^2 kesit alanına sahip deliğin üzerine konması gereken kütle ne kadar olmalıdır? Atmosfer basıncının 100 kPa olduğunu kabul edin ve ağırlığın serbest cisim diyagramını çizin. *Çözüm:* 40.8 g



ŞEKİL P1-54

1-55 Bir su borusuna, Şekil P1-55'te gösterildiği gibi cam bir tüp takılmıştır. Atmosfer basıncı 92 kPa ve tüpün tabanında suyun basıncı



ŞEKİL P1-55

115 kPa iken tüp içindeki suyun yüksekliğinin ne kadar olacağını hesaplayın. Yerçekimi ivmesinin 9.8 m/s^2, suyun yoğunluğunun 1000 kg/m^3 olduğunu kabul edin.

1-56 Yeryüzünde atmosfer basıncının yüksekliğe göre değişimi yaklaşık olarak aşağıdaki bağıntıyla hesaplanabilir:

$$P_{atm} = 101.325(1 - 0.02256\,z)^{5.256}$$

Burada P_{atm} atmosfer basıncını (kPa), z ise deniz düzeyinden yüksekliği (km) göstermektedir. Bu bağıntıyı kullanarak Ankara'da (z = 850 m), Erzurum'da (z = 1950 m) ve Everest dağının zirvesinde (z = 8848 m) atmosfer basıncını yaklaşık olarak hesaplayın.

1-57 Cisimlerin ağırlığı yerçekimi ivmesinin yüksekliğe bağlı olarak değişmesinden dolayı az da olsa değişir. Problem 1-9'da verilen bağıntıyı kullanarak 80 kg'lık bir kişinin deniz düzeyinde (z = 0), Erzurum'da (z = 1950 m) ve Everest dağının zirvesinde (z = 8848 m) ağırlığını hesaplayın.

1-58 Bir buzdolabının etkinliği buharlaştırıcı (evaporatör) sıcaklığındaki her 1 °C artış için yüzde 3 artar. Buzdolabı etkinliğindeki artış, buharlaştırıcı sıcaklığındaki her (*a*) 1 K, (*b*) 1 °F, (*c*) 1 R artış için ne kadardır?

1-59 Suyun kaynama sıcaklığı, yükseklikteki her 1000 m artış için 3 °C azalır. Suyun kaynama sıcaklığındaki azalma yükseklikteki her 1000 m artış için (*a*) K, (*b*) °F, (*c*) R birimlerinde ne kadardır?

1-60 Bir insanın vücut sıcaklığı aşırı hareket sırasında yaklaşık 2 °C artar. Bu artış (*a*) K, (*b*) °F, (*c*) R birimlerinde ne kadardır?

1-61 5 °C hipertermia (vücut sıcaklığının normalin 5 °C üzerine çıkması) ölümcül kabul edilir. Hipertermianın ölümcül düzeyini (*a*) K, (*b*) °F, (*c*) R birimlerinde ifade edin.

1-62 Bir evin ısı kaybı, iç ve dış sıcaklıklar arasındaki her °C sıcaklık farkı için 3000 kJ/h olarak verilmiştir. Bu evin ısı kaybını iç ve dış sıcaklıklar arasındaki her (*a*) K, (*b*) °F, (*c*) R sıcaklık farkı için ifade edin.

1-63 Atmosfer sıcaklığının yükseklikle göre değişimi aşağıdaki bağıntı ile yaklaşık olarak hesaplanabilir:

$$T_{atm} = 288.15 - 6.5\,z$$

Burada T_{atm} kelvin birimlerinde atmosfer sıcaklığını, z ise km olarak deniz düzeyinden yüksekliği göstermektedir. 12000 m yükseklikte uçan bir uçağın dışındaki atmosfer sıcaklığını yaklaşık olarak hesaplayın.

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

1-64 °C, °F, K veya R birimlerinin herhangi birinde verilen bir sıcaklığı, diğer birimlerde hesaplayıp ekranda gösteren bir program yazın.

1-65 SI birimlerinde verilen bir basıncı su ve cıva sütunu yüksekliği olarak hesaplayan ve ekranda gösteren bir program yazın.

1-66 Değişik sıcaklık ölçme cihazları üzerinde bir araştırma yapın. Her cihazın çalışma ilkesini, üstünlüklerini, eksikliklerini ve nerelerde kullanılabileceğini açıklayan bir rapor yazın. Aşağıda belirtilen durumlar için en uygun ölçme cihazının hangisi olacağını raporunuzda belirtin: doktor muayenehanesinde vücut sıcaklığı ölçümü, araba motor blokunun birkaç noktasında sıcaklık değişimlerinin izlenmesi, bir güç santralinin kazanında sıcaklıkların izlenmesi.

1-67 Değişik basınç ölçme cihazları üzerinde bir araştırma yapın. Her cihazın çalışma ilkesini, üstünlüklerini, eksikliklerini ve nerelerde kullanılabileceğini açıklayan bir rapor yazın. Her cihazın en çok hangi uygulamalarda kullanıldığını belirtin.

1-68 Kütle ve hacim ölçümlerinin ve birimlerinin tarih boyunca gelişimleri üzerinde bir araştırma yapın. Kullanılan kütle ve hacim ölçme cihazlarını inceleyin.

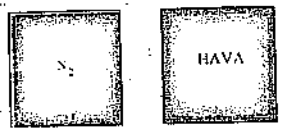
1-69 Kendi halinde bir mühendislik öğrencisi olan Ali Boncuk, sıcaklık ölçeklerinde suyun kaynama sıcaklığının referans noktası olarak kullanılmasının en doğru yol olduğunu düşünmektedir. Bugünkü mutlak sıcaklık ölçeklerinin çoğunda kaynama noktasının herhangi bir değerle ifade edilmesinden rahatsız olan Boncuk, kendi adını verdiği yeni bir mutlak doğrusal (lineer) sıcaklık ölçeği tasarlamıştır. Bu ölçekte sıcaklığın birimi *boncuk* olup, kısaca B ile gösterilmektedir. Suyun kaynama noktası bu ölçekte 1000 B'dir. Termodinamik açıdan bu ölçeğin kabul edilebilir bir sıcaklık ölçeği olup olmadığını tartışın. Ayrıca Boncuk ölçeğinde buz noktasını belirleyin, Boncuk ve Celsius ölçekleri arasındaki ilişkiyi veren bir bağıntı elde edin.

Saf Maddenin Özelikleri

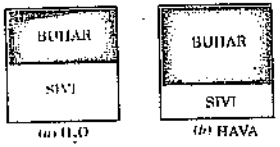
2

Bu bölümde, saf madde kavramına giriş yapılmakta, değişik fazlar ve faz değişiminin gerçekleştiği hal değişimlerinin ardında yatan fizik ilkeleri incelenmektedir. Saf maddenin özelik diyagramları ve *P-v-T* yüzeyleri gösterildikten sonra, özelik tablolarının kullanımı açıklanmakta, sanal bir madde olarak "mükemmel (İdeal) gaz" ve mükemmel gaz hal denklemi incelenmektedir. Gerçek gazların mükemmel gaz davranışından farklılığının bir ölçüsü olan sıkıştırılabilme çarpanı tanımlanmakta ve kullanımı açıklanmaktadır. Son olarak da en çok bilinen hal denklemleri verilmektedir.

2.1 ▫ SAF MADDE



ŞEKİL 2-1
Azot ve gaz hava birer saf maddedir.



(a) H_2O (b) HAVA

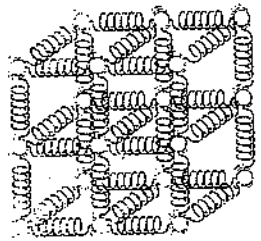
ŞEKİL 2-2
Sıvı buhar karışımı su saf bir maddedir, fakat sıvı ve gaz havanın karışımı saf bir madde değildir.

Her noktasında aynı ve değişmeyen bir kimyasal bileşime sahip olan maddeye **saf madde** adı verilir. Su, azot, helyum, karbon dioksit birer saf maddedir.

Saf maddenin sadece bir tek kimyasal element veya bileşimden oluşması gerekmez. Değişik kimyasal elementlerden veya bileşimlerden oluşan bir karışım da, düzgün dağılı (homojen) olduğu sürece saf madde tanımına uyar. Örnek olarak hava değişik gazlardan oluşan bir karışımdır, kimyasal bileşimi her noktada aynı ve değişmez olduğu için saf maddedir (Şekil 2-1). Buna karşılık su ve yağ karışımı saf bir madde sayılamaz, çünkü böyle bir karışımda, yağ suda çözülmeyip üstte toplandığından, kimyasal olarak birbirine benzemeyen iki ayrı bölge oluşur.

Saf bir maddenin iki veya daha çok fazının birarada bulunduğu bir karışım da, fazların kimyasal bileşiminde bir farklılık olmadığı sürece saf madde kapsamına girer (Şekil 2-2). Örneğin sıvı su ve buz karışımı saf bir maddedir, çünkü her iki fazın da kimyasal bileşimi aynıdır. Buna karşılık sıvı hava ile gaz havanın oluşturduğu karışım saf bir madde değildir, çünkü sıvı havanın kimyasal bileşimi gaz havanınkinden farklıdır. Bunun nedeni, havayı oluşturan gazların değişik yoğuşma sıcaklıklarına sahip olmalarıdır.

2-2 ▫ SAF MADDENİN FAZLARI



ŞEKİL 2-3
Katı bir cismi oluşturan moleküller, yay benzeri moleküler arası kuvvetlerle yerlerinde tutulurlar.

ŞEKİL 2-4
Katı bir cisimde, moleküller arasındaki itici ve çekici kuvvetler, moleküllerin birbirlerinden yaklaşık eşit uzaklıkta kalmalarına neden olur.

Deneyimlerimiz bize, maddelerin değişik fazlarda bulunabileceğini göstermiştir. Oda sıcaklığında ve basıncında bakır katıdır, civa sıvıdır, azot ise gazdır. Değişik koşullarda her biri farklı bir fazda bulunabilir. Temelde katı, sıvı ve gaz olmak üzere üç faz vardır. Fakat her temel faz içinde farklı molekül düzenine sahip başka fazlar da olabilir. Örnek olarak karbon, katı fazı içinde grafit veya elmas fazlarında bulunabilir. Helyumun iki sıvı fazı, demirin üç katı fazı vardır. Yüksek basınçlarda buz yedi değişik fazda bulunabilir. Faz, fiziksel olarak belirgin sınırların içinde her noktada aynı olan belirli bir molekül düzenini simgeler. Buzlu su, suyun iki fazını açıklayan güzel bir örnektir.

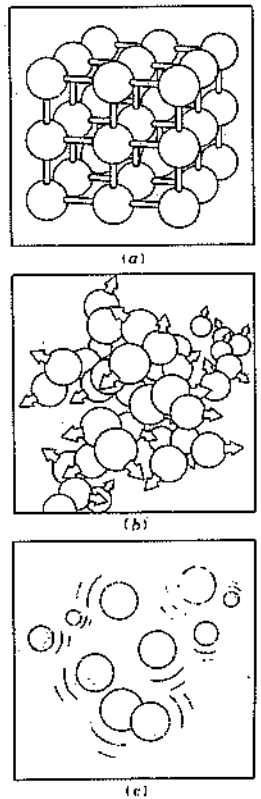
Termodinamikte fazları veya faz değişimlerini incelerken, fazların molekül düzenlerini ve ayrı ayrı davranışlarını bilmek gerekmez. Fakat fazlar ve faz değişimleriyle ilişkili olarak molekül düzeyinde bazı olguları anlamakta yarar vardır. Aşağıda bu bilgilere kısaca yer verilmiştir.

Moleküller arasındaki en kuvvetli bağların katılarda, en zayıf bağların da gazlarda olduğu sık sık vurgulanır. Bunun bir nedeni katılarda moleküllerin daha sık kümelenmeleri, gazlarda ise aralarında büyük boşlukların olmasıdır.

Katı fazında moleküller latis adı verilen ve kendini tekrarlayan üç boyutlu bir düzende yer alırlar (Şekil 2-3). Katı cisim içindeki moleküller birbirlerine yakın olduklarından, onları birbirine çeken kuvvetler güçlüdür ve bu nedenle moleküller yerlerinde sabit kalırlar (Şekil 2-4). Molekülleri birbirine çeken kuvvetler moleküller arasındaki uzaklık sıfıra yaklaşınca itici kuvvetlere dönüşürler, bu nedenle moleküllerin birbiri üzerine yığılmaları söz konusu olmaz. Katı bir cisimdeki moleküller her ne kadar yerlerinde kalsalar da, bulundukları yerde sürekli olarak titreşirler. Bu titreşim sırasında moleküllerin hızları sıcaklığa bağlıdır. Sıcaklık yeterince arttığı zaman moleküllerin hızları ve dolayısıyla momentumları molekülleri birarada tutan kuvvetlere üstünlük sağlar ve molekül kümeleri ayrılmaya başlar (Şekil 2-5). Bu nokta, erimenin başladığı andır.

Sıvı fazında moleküllerin arasındaki mesafe katı fazına oranla çok farklı değildir, fakat moleküller artık yerlerinde sabit kalmak yerine kümeler halinde birbirlerinin üzerinden kayarlar. Bununla birlikte, her küme içindeki yapısal düzen bozulmaz ve moleküller birbirlerine göre yerlerini korurlar. Moleküller arasındaki mesafe madde katıdan sıvıya dönüşürken biraz artar, bunun tersi çok az madde için geçerlidir, su bu tür maddelerden biridir.

Gaz fazında moleküller birbirlerinden iyice uzaklaşmışlardır ve yapısal bir düzenden söz edilemez. Gaz molekülleri rastgele bir hareket içindedir ve sürekli olarak birbirleriyle ve içinde bulundukları kabın cidarlarıyla çarpışırlar. Özellikle düşük yoğunluklarda, moleküller arasındaki kuvvetler çok küçüktür ve moleküller arasındaki çarpışmalar tek etkileşim yoludur. Gaz fazındaki moleküllerin enerji düzeyleri sıvı ve katı fazındakilere oranla oldukça yüksektir. Bu nedenle bir gaz yoğuşurken veya donarken çevreye büyük miktarlarda enerji vermek durumundadır.



(a) (b) (c)

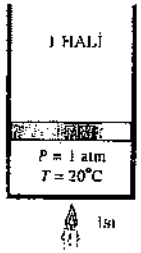
ŞEKİL 2-5
Moleküllerin değişik fazlardaki düzeni: (a) Katı fazında moleküller yerlerinde hemen hemen sabittir, (b) Sıvı fazında molekül kümeleri birbirlerinin üzerinden akarlar, (c) gaz fazında moleküller rastgele bir hareket içindedir.

2-3 ■ SAF MADDELERİN FAZ DEĞİŞTİRDİKLERİ HAL DEĞİŞİMLERİ

Saf maddenin iki fazının birarada bulunduğu durumlarla uygulamada sık sık karşılaşılır. Su bir kazanda veya buharlı güç santralinin yoğuşturucusunda sıvı buhar karışımı olarak bulunur. Buzdolabının dondurucusunda soğutucu akışkan, sıvıdan buhara dönüşür. Birçok ev sahibi borularda suyun donmasını en önemli faz değişimi olayı olarak görse de, bu kitapta ağırlık sıvı ve buhar fazlarıyla bu ikisinin karışımı üzerinde olacaktır. Temel kavram ve ilkeler, en bilinen akışkan olan su üzerinde açıklanacaktır. Tüm saf maddelerin aynı genel davranışı gösterdiğini vurgulamamız yerinde olur.

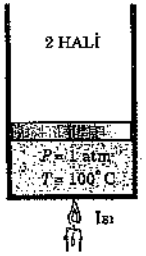
Sıkıştırılmış Sıvı ve Doymuş Sıvı

İçinde 20 °C sıcaklık ve 1 atm basınçta su bulunan bir piston-silindir düzeneği ele alalım (Şekil 2-6, 1 hali). Bu koşullarda su sıvı fazındadır ve **sıkıştırılmış sıvı** veya **soğutulmuş sıvı** diye adlandırılır. Bu terimler suyun henüz *buharlaşma aşamasına* gelmediğini belirtir. Suyu ısıtmayı, sıcaklık 40 °C olana dek sürdürelim. Bu işlem sırasında sıcaklık artarken su çok az genleşir ve özgül hacmi artar. Bu genleşme sonucunda piston biraz yükselir. Silindir içindeki basınç bu işlem sırasında 1 atm'de sabit kalmaktadır, çünkü atmosfer basıncı ve pistonun ağırlığı değişmemektedir. Bu koşullarda da su sıkıştırılmış sıvı halindedir, çünkü buharlaşma henüz başlamamıştır.



ŞEKİL 2-6
1 atm basınç ve 20 °C sıcaklıkta su sıvı fazındadır (sıkıştırılmış sıvı).

Suyun ısıtılması sürdürülürse, sıcaklıktaki artış, sıcaklık 100 °C olana kadar sürecektir (Şekil 2-7, 1 hali). Bu noktada su hâlâ sıvıdır, fakat bu noktadan sonra en ufak bir ısı geçişi bile bir miktar sıvının buhara dönüşmesine yol açacaktır. Başka bir deyişle bir faz değişimi başlamak üzeredir. *Buharlaşma başlangıcı* olan bu hal, **doymuş sıvı** hali diye bilinir. Bu nedenle 2 hali doymuş sıvı halidir.

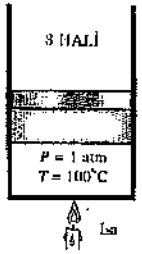


ŞEKİL 2-7
1 atm basınç ve 100 °C sıcaklıkta su buharlaşma başlangıcında sıvıdır (doymuş sıvı).

Doymuş Buhar ve Kızgın Buhar

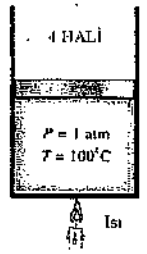
Buharlaşma başladıktan sonra, sıvının tümü buhara dönüşene kadar sıcaklıkta bir artış olmayacaktır. Başka bir deyişle, faz değişimini içeren hal değişiminin tamamı süresince sıcaklık sabit kalacaktır. Bu işlemler sırasında basıncın da değişmediğini bir kez daha önemle belirtelim. Yukarıda açıklananlar basit bir deneyle doğrulanabilir. Bir çaydanlıkta su ısıtılsın. Sıcaklık su içine yerleştirilen bir termometreyle ölçülürse, sıcaklığın kaynama (hızlı buharlaşma) başlayana kadar arttığı ve daha sonra çaydanlıktaki suyun tümü buharlaşana kadar sabit kaldığı görülecektir. Eğer deney deniz düzeyinde (P = 1 atm) yapılıyorsa termometrede okunacak sıcaklık 100 °C olacaktır.

Piston silindir düzeneğine geri dönelim. Buharlaşma sürecinin ortalarında, (Şekil 2-8, 3 hali) silindirin içinde yarı yarıya sıvı ve buhar olacaktır. Isıtma işlemi sürdürülürse, tüm sıvı buhara dönüşür, (Şekil 2-9, 4 hali). Bu noktada silindirin içi yoğuşmanın sınırında olan buharla doludur. Buhardan çevreye az da olsa ısı geçişi bir miktar buharın yoğuşmasına (buhardan sıvıya dönüşmesine) yol açacaktır. *Yoğuşmanın sınırında olan* buhara **doymuş buhar** adı verilir. Bu nedenle 4 hali doymuş buhar halidir. 2 ile 4 halleri arasında bulunan bir madde **doymuş sıvı-buhar karışımı** diye bilinir, çünkü aradaki hallerde *sıvı ve buhar fazları birarada ve dengede bulunur.*



ŞEKİL 2-8
Isıtma sürdürüldüğünde doymuş sıvının bir bölümü buharlaşır (doymuş sıvı buhar karışımı).

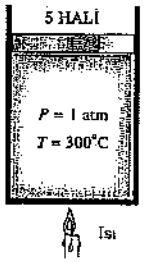
Faz değişimi tamamlandıktan sonra yeniden, bu kez buhardan oluşan tek fazlı bir bölgeye girilir. Isıtma işlemi sürdürülürse sıcaklık ve özgül hacmin arttığı gözlenecektir (Şekil 2-10). 5 halinde buharın sıcaklığı örneğin 300 °C olabilir. Bu halde buhardan biraz ısı çekersek, sıcaklık düşer fakat yoğuşma olmaz (P = 1 atm için). *Yoğuşma sınırında olmayan* buhara **kızgın buhar** denir. Bu nedenle 5 hali kızgın buhar halidir. Yukarıda açıklanan sabit basınçta faz değiştirme işlemi Şekil 2-11'de T-v diyagramında gösterilmiştir.



ŞEKİL 2-9
1 atm basınçta, sıvının son damlası da buharlaşana kadar, sıcaklık 100 °C'da sabit kalır (doymuş buhar).

Aynı hal değişimi bu kez su sabit basınçta soğutularak tersine çevirilirse, su benzer bir yol izleyerek, başka bir deyişle aynı hallerden geçerek, yeniden 1 haline dönecektir. Bu hal değişimi sırasında çevreye verilen ısı, ısıtma işlemi sırasında çevreden alınan ısıya eşit olacaktır.

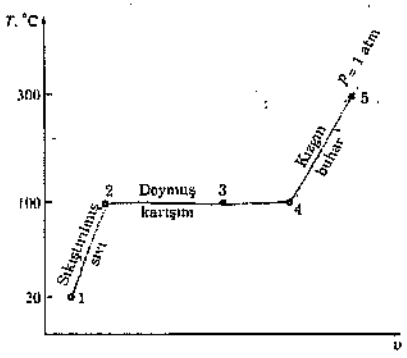
Günlük yaşamda su sözcüğü sıvı suyu, buhar sözcüğü de su buharını anlatmak için kullanılır. Termodinamikte ise hem su hem de buhar, H_2O anlamındadır.



ŞEKİL 2-10
Isıtma sürdürülürse, buharın sıcaklığı yükselmeye başlar (kızgın buhar).

Doyma Sıcaklığı ve Doyma Basıncı

Suyun 100 °C sıcaklıkta 'kaynamaya' başladığı cümlesinin yadırgandığı söylenemez. Oysa 'su 100 °C de kaynar' ifadesi tam olarak doğru değildir. Doğru ifadenin 'su 1 atm basınçta 100 °C de kaynar' biçiminde olması gerekir. Verilen örnekte suyun 100 °C de kaynamasının tek nedeni basıncın 1 atm'de (101.35 kPa) sabit tutulmasıydı. Pistonun üze-

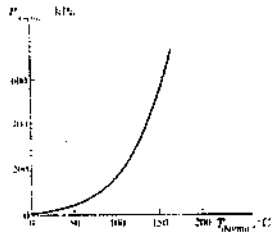


ŞEKİL 2-11
Suyun sabit basınçta ısıtılmasının T-v diyagramında gösterimi.

rine ağırlıklar yerleştirerek silindir içindeki basınç 500 kPa'e yükseltilmiş olsaydı su 151.9 °C'de kaynamaya başlardı. Suyun kaynamaya başladığı sıcaklık basınca bağlıdır, bu nedenle belirli bir basınçta kaynama sıcaklığı da belirli bir değere sahiptir.

Verilen bir basınçta saf maddenin kaynamaya başladığı sıcaklık **doyma sıcaklığı** T_{doyma} olarak bilinir. Benzer biçimde, verilen bir sıcaklıkta, saf maddenin kaynamaya başladığı basınç ise **doyma basıncı**, P_{doyma} olarak tanımlanır. 101.35 kPa basınçta suyun doyma sıcaklığı 100 °C'dir. Doğal olarak 100 °C'de suyun doyma basıncı da 101.35 kPa olur.

Açıkça görüldüğü gibi, faz değişiminin gerçekleştiği bir hal değişimi sırasında sıcaklık ve basınç birbirine bağlı özeliklerdir ve aralarında belirli bir ilişki vardır; başka bir deyişle, $T_{doyma} = f(P_{doyma})$ olur. Doyma sıcaklığının doyma basıncına göre değişimini veren eğri **sıvı-buhar doyma eğrisi** diye adlandırılır. Su için bu ilişkiyi gösteren eğri Şekil 2-12'de verilmiştir. Tüm saf maddelerin sıvı-buhar doyma eğrileri buna benzer bir özellik gösterir.



ŞEKİL 2-12
Saf maddenin sıvı-buhar doyma eğrisi (sayısal değerler su içindir).

Şekil 2-12 incelendiğinde, doyma sıcaklığının doyma basıncıyla yükseldiği görülmektedir. Böylece daha yüksek basınç altındaki bir madde daha yüksek bir sıcaklıkta kaynayacaktır. Mutfakta, yüksek kaynama sıcaklıkları daha kısa pişirme süreleri ve enerji tasarrufu anlamına gelir. Örneğin bir tas kebabının pişmesi 1 atm basınçta çalışan normal bir tencerede 1-2 saat alırken, 2 atm basınçta çalışan bir düdüklü tencerede 20-30 dakika arasında bir süre alacaktır. Bu basınç 120 °C doyma sıcaklığına karşı gelmektedir.

Atmosfer basıncı ve dolayısıyla suyun kaynama sıcaklığı yükseklikle azalır. Bu bakımdan, eğer düdüklü tencere kullanılmıyorsa, yüksek yerlerde yemeklerin pişme süresi daha uzun olacaktır. Örneğin, 2000 m yükseklikte standart atmosfer basıncı 79.50 kPa'dir, buna karşı gelen doyma sıcaklığı da 93.2 °C'dir. Oysa deniz düzeyinde bu değer 100 °C'dir. Atmosfer basıncının ve suyun kaynama sıcaklığının yükseklikle değişimi Çizelge 2-1'de gösterilmiştir. Her 1000 m yükseklik artışı için kaynama sıcaklığı yaklaşık 3 °C düşmektedir. Belirli bir yerde atmosfer basıncı ve bu nedenle kaynama sıcaklığı hava koşullarına bağlı olarak da biraz değişir. Fakat bunun kaynama sıcaklığına etkisi yaklaşık 1 °C'den fazla değildir.

ÇİZELGE 2-1
Standart atmosfer basıncının ve suyun kaynama (doyma) sıcaklığının yükseklikle değişimi

Yükseklik (m)	Atmosfer basıncı (kPa)	Kaynama sıcaklığı (°C)
0	101.33	100.0
1000	89.55	96.3
2000	79.50	93.2
5000	54.05	83.0
10000	26.50	66.2
20000	5.53	34.5

2-4 ■ FAZ DEĞİŞİMİNİN GERÇEKLEŞTİĞİ HAL DEĞİŞİMLERİ İÇİN ÖZELİK DİYAGRAMLARI

Özelik diyagramlarının kullanılması, faz değişiminin gerçekleştiği hal değişimleri sırasında, özeliklerin nasıl değiştiğini anlamak ve izlemek bakımından çok yararlıdır. Aşağıda saf madde için T-v, P-v ve P-T diyagramları geliştirilmiş ve açıklanmıştır.

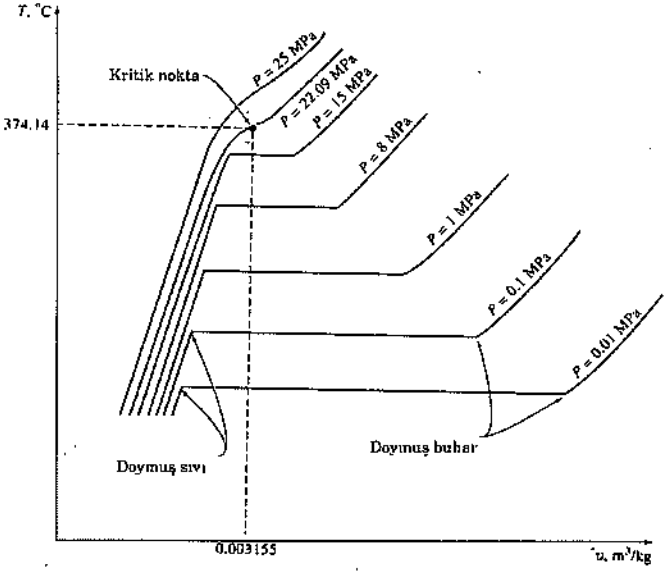
1 T-v Diyagramı

Suyun 1 atm basınçta faz değişimi bir önceki bölümde ayrıntılı olarak açıklanmış ve Şekil 2-11'de verilen T-v diyagramında gösterilmişti. Şimdi bu işlem değişik basınçlarda tekrarlanarak su için T-v diyagramı geliştirilecektir.

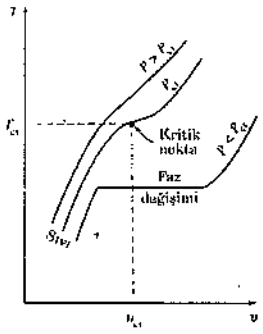
Pistonun üzerine silindir içindeki basınç 1 Mpa olacak şekilde ağırlıklar yerleştirilsin. Bu basınçta suyun özgül hacmi 1 atm basınçta olduğundan biraz daha küçük bir değere sahip olacaktır. Su 1 Mpa basınç altında ısıtıldıkça hal değişimi 1 atm basınçtakine çok benzer bir biçimde gelişecektir (Şekil 2-13), fakat bazı gözlenebilir farklılıklar vardır. Öncelikle su daha yüksek bir sıcaklıkta (179.9 °C) kaynamaya başlayacaktır. İkinci olarak, 1 atm basınçta elde edilen değerlere oranla, doymuş sıvının özgül hacmi daha büyük, doymuş buharın özgül hacmi daha küçük olacaktır. Başka bir deyişle, doymuş sıvıyla doymuş buhar hallerini birleştiren yatay doğru kısalacaktır.

Basınç artırıldıkça, doymuş sıvıyla doymuş buhar hallerini birleştiren doğru giderek kısalacak ve Şekil 2-13'te su için verilen örnekte görüldüğü gibi, basınç 22.09 MPa olduğunda bir noktaya dönüşecektir. Bu nokta **kritik nokta** adıyla bilinir ve *doymuş sıvıyla doymuş buhar hallerinin aynı olduğu hal* diye tanımlanır.

Bir maddenin kritik noktada sahip olduğu sıcaklık, basınç ve özgül hacim değerleri sırasıyla *kritik sıcaklık*, T_{cr}, *kritik basınç*, P_{cr} ve *kritik özgül hacim*, v_{cr} diye adlandırılır. Su için kritik nokta değerleri T_{cr} = 374.14 °C, P_{cr} = 22.09 Mpa ve v_{cr} = 0.003155 m^3/kg'dır. Helyum için bu değerler sırasıyla −267.85 °C, 0.23 Mpa ve 0.01444 m^3/kg'dır. Çeşitli maddelerin kritik nokta özelikleri Ek'te Tablo A-1'de verilmiştir.



ŞEKİL 2-13
Değişik basınçlar için saf maddenin sabit basınçta faz değişimi eğrilerinin *T-v* diyagramında gösterimi (sayısal değerler su içindir).



ŞEKİL 2-14
Kritik basıncın üzerindeki basınçlarda ($P > P_{cr}$) belirgin bir faz değişimi (kaynama) süreci yoktur.

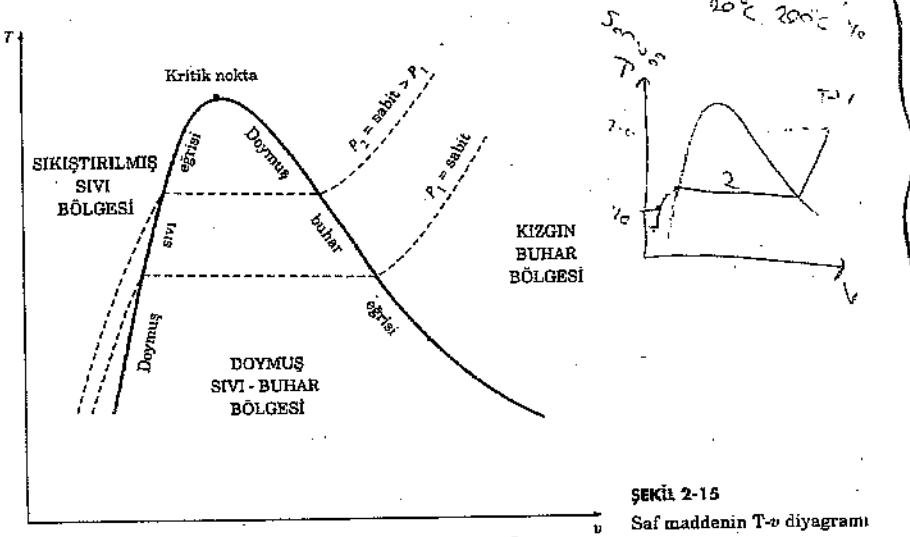
Kritik basıncın üzerindeki basınçlarda belirgin bir faz değişimi görülmez. (Şekil 2-14). Bunun yerine maddenin özgül hacmi sürekli olarak artar ve herhangi bir anda sadece bir fazda bulunur. Sonuçta madde buhar fazına geçer fakat bu geçişin ne zaman olduğu belirsizdir. Kritik halin yukarısında sıkıştırılmış sıvı bölgesiyle kızgın buhar bölgesini birbirinden ayıran kesin bir çizgi yoktur. Genellikle kritik sıcaklığın üzerindeki sıcaklıklarda maddeye kızgın buhar, kritik sıcaklığın altındaki sıcaklıklarda maddeye sıkıştırılmış sıvı denir.

Şekil 2-13'te doymuş sıvı hallerini gösteren noktalar birleştirildiği zaman **doymuş sıvı eğrisi** elde edilir. Benzer olarak, doymuş buhar halleri birleştirilerek **doymuş buhar eğrisi** çizilebilir. Bu iki eğri Şekil 2-15'te görüldüğü gibi kritik noktada birleşerek bir kubbe oluşturur. Tüm sıkıştırılmış sıvı halleri doymuş sıvı eğrisinin solunda kalır. Bu bölge **sıkıştırılmış sıvı bölgesi** diye adlandırılır. Tüm kızgın buhar halleri doymuş buhar eğrisinin sağında kalır. Bu bölge **kızgın buhar bölgesi** diye bilinir. Madde bu iki bölgede sadece sıvı veya sadece buhar fazındadır. Her iki fazın birarada dengede bulunduğu hallerin tümü kubbenin altında, **doymuş sıvı-buhar karışımı bölgesi** veya **ıslak buhar bölgesi** adı verilen bölgededir.

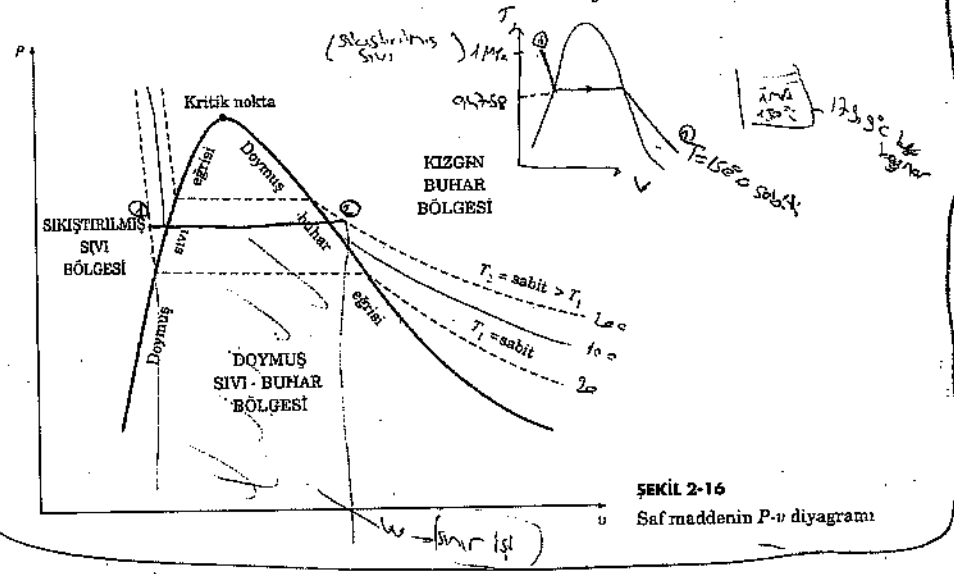
2 *P-v* Diyagramı

Saf maddenin *P-v* diyagramının genel görünüşü *T-v* diyagramına benzerdir, fakat bu diyagramda sabit sıcaklık eğrileri (T = sabit) Şekil 2-16'da görüldüğü gibi aşağı doğru bir eğim gösterir.

İçinde 1 MPa basınç ve 150 °C sıcaklıkta suyun bulunduğu piston-silindir düzeneğini yeniden ele alalım. Bu halde su sıkıştırılmış sıvıdır. Pistonun üzerindeki ağırlıklar birer birer kaldırılırsa silindir içindeki



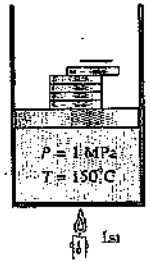
ŞEKİL 2-15
Saf maddenin T-*v* diyagramı



ŞEKİL 2-16
Saf maddenin *P-v* diyagramı

basınç giderek azalacaktır (Şekil 2-17). Bu sırada suyun sıcaklığının çevreyle ısı alışverişi sonucu sabit kaldığı düşünülsün. Basınç azaldıkça suyun özgül hacmi biraz artar. Basınç belirtilen sıcaklıktaki doyma-basıncı değerine eriştiği zaman (0.4758 MPa) su kaynamaya başlar.

Buharlaşma süresince sıcaklık ve basınç sabit kalır, fakat özgül hacim artar. Son damla sıvı buharlaştıktan sonra basıncın daha fazla düşürülmesi, özgül hacmin daha da artmasına yol açar. Faz değişimi sırasında ağırlıkların kaldırılmadığına dikkat edin. Çünkü incelenen hal değişimi sabit sıcaklıkta gerçekleşmektedir. Oysa ağırlıkların kaldı-



ŞEKİL 2-17
Piston silindir düzeneği içindeki basınç, pistonun ağırlığı azaltılarak düşürülebilir.

rılması basıncın ve dolayısıyla sıcaklığın azalmasına yol açacaktır [çünkü $T_{doyma} = f(P_{doyma})$].

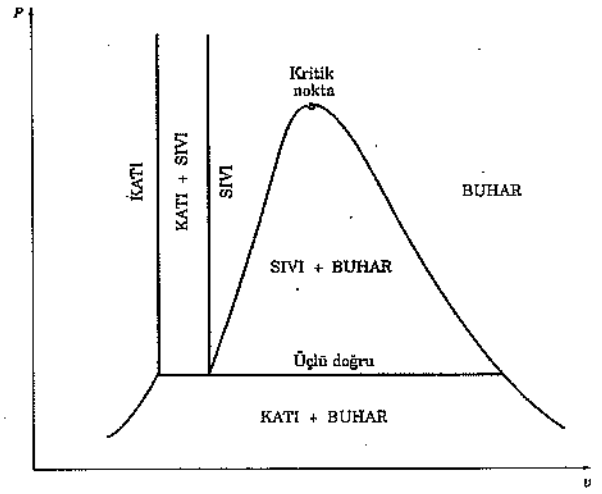
İşlem başka sıcaklıklar için tekrarlanırsa faz değişimi benzer bir yol izler. Doymuş sıvı ve doymuş buhar halleri bir eğriyle birleştirilirse Şekil 2-16'da gösterilen saf maddenin *P-v* diyagramı elde edilir.

Diyagramların Katı Fazını Kapsayacak Şekilde Genişletilmesi

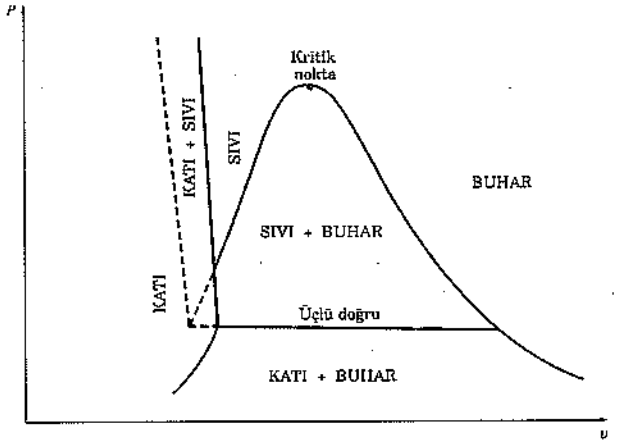
Şu ana kadar geliştirilen iki denge diyagramı sıvı veya buhar fazlarından oluşan denge hallerini içeriyordu. Bu diyagramlar katı fazıyla katı-sıvı ve katı-buhar doyma bölgelerini de içine alacak şekilde genişletilebilir. Sıvı-buhar faz değişimiyle ilgili olarak ortaya konan temel kurallar, katı-sıvı ve katı-buhar faz değişiminin gerçekleştiği hal değişimlerine de uygulanabilir. Maddelerin çoğu katılaşma (donma) sırasında hacimsel olarak küçülürler. Su örneğinde olduğu gibi bazıları da donma sırasında genleşirler.. Her iki tür madde için *P-v* diyagramları Şekil 2-18 ve 2-19'da verilmiştir. Bu iki diyagramda, sadece katı-sıvı bölgeleri birbirinden farklıdır. *T-v* diyagramları özellikle katılaştığı zaman genişleyen maddeler için, *P-v* diyagramlarına çok benzer.

Suyun donduğu zaman genişlemesinin doğada önemli etkileri vardır. Eğer suyun hacmi, donduğu zaman diğer maddeler gibi küçülseydi, buz sıvı sudan daha ağır olur ve akarsularda, göllerde, okyanuslarda üstte yüzmek yerine dibe çökerdi. Güneş ışınları dipteki buz tabakalarına erişemeyeceği için, akarsu, göl ve okyanusların dipleri buz tabakalarıyla kaplanır ve denizde yaşam bundan önemli ölçüde etkilenirdi.

Yukarıda iki fazın birarada dengede bulunduğu haller incelendi. Bazı durumlarda saf maddenin her üç fazı da birarada dengede bulunabilir (Şekil 2-20). *P-v* ve *T-v* diyagramlarında bu denge halleri birlikte **üçlü doğru**yu oluşturur. Saf bir madde üçlü doğru üzerindeki hallerde aynı sıcaklık ve basınca fakat farklı özgül hacimlere sahip olur. Üçlü doğru *P-T* diyagramında bir nokta olarak görünür, bu nedenle genellikle **üçlü nokta** adıyla bilinir. Değişik maddelerin üçlü nokta sıcaklık ve basınçları Çizelge 2-2'de verilmiştir. Su için, üçlü nokta sıcaklık ve basıncı sırasıyla 0.01 °C ve 0.6113 kPa'dir. Başka bir deyişle, suyun her üç fazının birarada dengede bulunması ancak bu sıcaklık ve basınçta olasıdır. Hiçbir madde üçlü nokta basıncının altında bir basınçta sıvı fazında kalıcı bir denge halinde bulunamaz. Aynı sav, donduğunda hacimleri küçülen maddeler kapsamında, sıcaklık için de geçerlidir. Fakat yüksek basınçlarda maddeler üçlü nokta sıcaklığının altında da sıvı fazında bulunabilirler. Örneğin su atmosfer basıncında 0 °C sıcaklığın altında sıvı olarak bulunamaz, fakat 200 Mpa basınçta –20 °C sıcaklıkta sıvı olarak bulunabilir. Ayrıca su 100 MPa basıncın üzerinde 7 ayrı katı fazında bulunabilir.

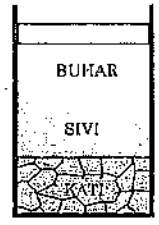


ŞEKİL 2-18
Donduğunda hacmi küçülen bir madde için *P-v* diyagramı.



ŞEKİL 2-19
Donduğunda genişleyen (su gibi) bir madde için *P-v* diyagramı.

Bir madde katı fazından buhar fazına iki yolla geçebilir. Birinci yolla madde önce sıvılaşır daha sonra buharlaşır. İkinci yolla katı madde doğrudan buhar fazına geçer. Doğrudan geçiş ancak üçlü nokta altındaki basınçlarda olabilir, çünkü bu basınçlarda maddenin sıvı fazında bulunabilmesi söz konusu değildir (Şekil 2-21). Katı fazından doğrudan buhar fazına geçiş **süblimasyon** diye adlandırılır. Üçlü nokta basıncı atmosfer basıncının üzerinde olan maddeler için, örneğin kuru buz diye adlandırılan katı CO_2 için, süblimasyon atmosfer basıncında katı fazından buhar fazına geçişin tek yoludur.



ŞEKİL 2-20
Üçlü nokta basınç ve sıcaklığında maddenin üç fazı denge halinde bulunur.

ŞEKİL 2-21
Düşük basınçlarda (üçlü nokta basıncının altında) katılar sıvı fazından geçmeden buharlaşır (süblimasyon).

ÇİZELGE 2-2
Değişik maddelerin üçlü nokta sıcaklık ve basınçları

Madde	Formül	T_{tp} K	P_{tp} kPA
Asetilen	C_2H_2	192.4	120
Amonyak	NH_3	195.40	6.076
Argon	A	83.81	68.9
Karbon (grafit)	C	3900	10100
Karbon dioksit	CO_2	216.55	517
Karbon monoksit	CO	68.10	15.37
Deuteryum	D_2	18.63	17.1
Etan	C_2H_6	89.89	8×10^{-4}
Etilen	C_2H_4	104.0	0.12
Helyum (λ noktası)	He	2.19	5.1
Hidrojen	H_2	13.84	7.04
Hidrojen klorür	HCl	158.96	13.9
Cıva	Hg	234.2	1.65×10^{-7}
Metan	CH_4	90.68	11.7
Neon	Ne	24.57	43.2
Azot oksit	NO	109.50	21.92
Azot	N_2	63.18	12.6
Azot oksit	N_2O	182.34	87.85
Oksijen	O_2	54.36	0.152
Paladyum	Pd	1825	3.5×10^{-3}
Platin	Pt	2045	2.0×10^{-4}
Kükürt dioksit	SO_2	197.69	1.67
Titanyum	Ti	1941	5.3×10^{-3}
Uranyum heksaflorür	UF_6	337.17	151.7
Su	H_2O	273.16	0.61
Zenon	Xe	161.3	81.5
Çinko	Zn	692.65	0.065

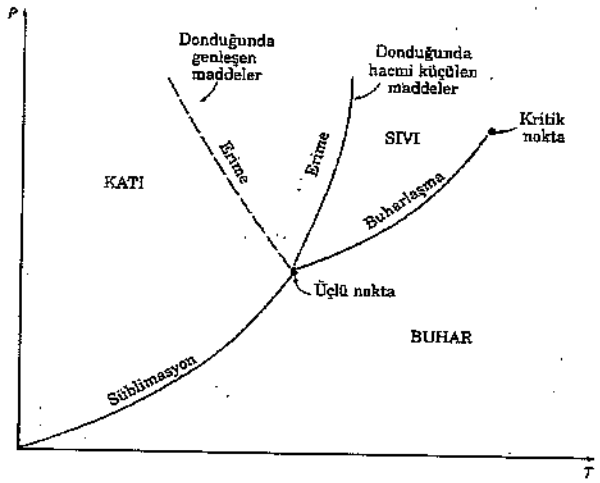
Kaynak: Natl. Bur. Stand. (U.S.) Circ., 500 (1952). Not: tp indisi üçlü noktayı simgelemektedir.

3 *P-T* Diyagramı

Saf bir maddenin *P-T* diyagramı Şekil 2-22'de gösterilmiştir. Bu diyagram genellikle **faz diyagramı** olarak bilinir, çünkü her üç faz birbirinden bir eğriyle ayrılmıştır. Süblimasyon eğrisi katı ve buhar bölgelerini ayırır, buharlaşma eğrisi sıvı ve buhar bölgelerini ayırır, erime eğrisi de katı ve sıvı bölgelerini ayırır. Bu üç eğri, her üç fazın birarada dengede olduğu üçlü noktada buluşur. Buharlaşma eğrisi kritik noktada sona erer, çünkü kritik noktanın üzerinde sıvı ve buhar fazları arasında bir ayırım yapılamaz. Donma sırasında genleşen ve hacmi küçülen maddelerin *P-T* diyagramları arasında sadece erime eğrisinde farklılık vardır.

2-5 ■ *P-v-T* YÜZEYİ

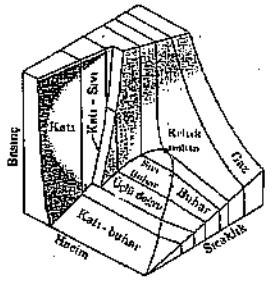
Basit sıkıştırılabilir bir maddenin halinin iki bağımsız yeğin özelik verildiği zaman belirlendiği birinci bölümde açıklanmıştı. Bu iki özelik belirlendiğinde diğer tüm özelikler artık bağımsız değildir. $z = z(x, y)$ ile gösterilen iki bağımsız değişkenli bir fonksiyonun uzayda bir yüzeyi tanımladığı hatırlanırsa, bir maddenin *P-v-T* ilişkisini, Şekil 2-23 ve 2-24'te görüldüğü gibi uzayda bir yüzey olarak ifade etmek mümkün olur. Burada *T* ve *v* bağımsız değişkenler, *P* de bağımlı değişken olarak



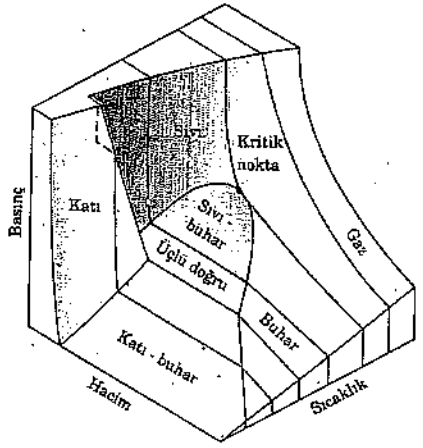
ŞEKİL 2-22
Saf maddenin *P-T* diyagramı

alınmıştır. Yüzeyler üzerindeki tüm noktalar denge hallerini göstermektedir. Sanki-dengeli bir hal değişiminin yolu üzerinde yer alan tüm ara haller denge halleri olduklarından dolayı *P-v-T* yüzeyinde yer almak zorundadır. Tek fazlı bölgeler *P-v-T* yüzeyinde eğik yüzeyler olarak, iki fazlı bölgeler ise *P-T* düzlemine dik yüzeyler olarak görülmektedir. Bu beklenen bir sonuçtur, çünkü iki fazlı bölgelerin *P-T* düzleminde projeksiyonları birer eğridir.

Şimdiye kadar incelediğimiz tüm iki boyutlu diyagramlar bu üç boyutlu yüzeyin değişik düzlemlerdeki projeksiyonlarından oluşur. *P-v* diyagramı, *P-v-T* yüzeyinin *P-v* düzlemindeki projeksiyonudur. *T-v* diyagramı ise Şekil 2-23 veya 2-24'e kuşbakışı baktığımızda görülen yüzeydir. *P-v-T* yüzeyleri bir bakışta büyük miktarda bilgi sağlar, fakat uygulamada *P-v* ve *T-v* diyagramlarıyla çalışmak daha kolaydır.



ŞEKİL 2-23
Donduğunda hacmi küçülen bir maddenin *P-v-T* yüzeyi



ŞEKİL 2-24
Donduğunda genişleyen bir maddenin *P-v-T* yüzeyi (su böyle bir maddedir)

2-6 ■ ÖZELİK TABLOLARI

Birçok madde için termodinamik özelikler arasındaki ilişkiler basit denklemlerle ifade edilemeyecek kadar karmaşıktır. Bu nedenle özelikler genellikle tablolar aracılığıyla verilir. Bazı termodinamik özelikler kolaylıkla ölçülebilir, fakat bazıları da doğrudan ölçülemez. Bu özelikler, ölçülebilen özeliklerle aralarındaki ilişkiyi veren bağıntılardan hesaplanır. Ölçümler ve daha sonra bunlara dayanarak yapılan hesaplar kolaylıkla kullanılabilecek tablolarla sunulur. Aşağıda termodinamik özelik tablolarının kullanımı, buhar tablolarına dayanarak açıklanacaktır. Bu açıklama diğer maddelerin termodinamik özelik tablolarının kullanımı için de geçerlidir.

Termodinamik özelikler her madde için birden çok tabloyla sunulmuştur. Hatta, kızgın buhar, sıkıştırılmış sıvı, ıslak buhar bölgeleri gibi ilgi konusu her bölge için ayrı bir tablo söz konusudur. Özelik tabloları Ek'te verilmiştir. Örneğin Tablo A-6 suyun kızgın buhar bölgesindeki özeliklerini vermektedir. Özelik tablolarının açıklamasına geçmeden önce *entalpi* adı verilen yeni bir özeliğin tanımı yapılacaktır.

ŞEKİL 2-25

$u + Pv$ terimiyle, kontrol hacimlerinin çözümlemesinde sıkça karşılaşılır.

Entalpi – Bir Karma Özelik

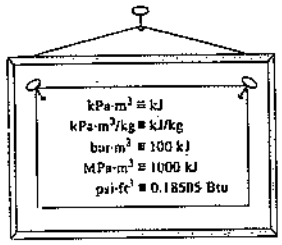
Termodinamik özelik tablolarına dikkatle bakan bir kimse iki yeni özelikle karşılaşacaktır: entalpi h ve entropi s. Entropi, termodinamiğin ikinci yasasıyla ilgili bir özeliktir ve 6. bölümde ayrıntılı bir açıklaması yapıldıktan sonra kullanılacaktır. Fakat entalpi bu aşamada tanımlanabilir. Özellikle güç üretimi ve soğutmayla ilgili bazı sistemler ve hal değişimleri incelenirken (Şekil 2-25), birkaç özeliğin bileşiminden oluşan $U + PV$ terimine sıkça rastlanır. Kolaylık ve anlatım sadeliği açısından bu terim **entalpi** adı verilen ve H ile gösterilen yeni bir özelik olarak tanımlanmıştır. Entalpi,

$$H = U + PV \qquad \text{(kJ)} \tag{2-1}$$

şeklinde, veya birim kütle için,

$$h = u + Pv \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{2-2}$$

şeklinde yazılır.



ŞEKİL 2-26

Basınç × *hacim* çarpımının birimi enerjinin birimidir.

Entalpi terimi hem toplam entalpi H, hem de özgül entalpi h'yı belirtmek için kullanılır, hangisinin belirtilmek istendiği konu kapsamından anlaşılır. Yukarıdaki bağıntılarda boyut uyuşumu olduğu vurgulanmalıdır. Başka bir deyişle, basınç hacim çarpımının birimiyle iç enerji biriminin farkı sadece bir çarpan olabilir (Şekil 2-26). Tablolarda iç enerji değerlerinin verilmemesi durumunda, iç enerji, $u = h - Pv$ bağıntısından hesaplanabilir.

Entalpi özeliğinin yaygın kullanımı, buhar türbinlerinin çözümlemesini yaparken $u + Pv$ teriminin önemini gören Profesör Richard Mollier'den kaynaklanmıştır. Mollier ayrıca buhar özeliklerinin tablo ve diyagramlarla gösterilmesine öncülük etmiştir. Mollier diyagramı günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Mollier, $u + Pv$ grubuna, *ısı miktarı* ve *toplam ısı* adını vermiştir. Daha sonra modern termodinamik söylemine uygun olarak bu gruba *entalpi* denmiştir. Entalpi, Latince *ısıtma* anlamına gelen *enthalpien* sözcüğünden türemiştir.

1a Doymuş Sıvı ve Doymuş Buhar Halleri

Suyun doymuş sıvı ve doymuş buhar özelikleri Tablo A-4 ve A-5'te verilmiştir. Her iki tablo da aynı bilgileri içermektedir. Tablo A-4'te bu bilgiler doyma sıcaklığına göre, Tablo A-5'te ise doyma basıncına göre verilmiştir. Bu nedenle *sıcaklık* verildiğinde Tablo A-4'ün kullanılması, *basınç* verildiğinde ise Tablo A-5'in kullanılması kolaylık sağlar. Tablo A-4'ün kullanımı Şekil 2-27'de açıklanmıştır.

f doymuş sıvı özeliklerini, g ise doymuş buhar özeliklerini belirtmek için kullanılır. Bu simgeler Almancadan kaynaklanmış olup termodinamik literatüründe yaygın olarak kullanılır. Bir başka indis fg 'dir ve özeliğin doymuş buhar ile doymuş sıvı değerleri arasındaki farkı göstermek için kullanılır (Şekil 2-28). Örneğin,

v_f = doymuş sıvının özgül hacmi

v_g = doymuş buharın özgül hacmi

v_{fg} = v_g ile v_f'nin farkı ($v_{fg} = v_g - v_f$)

olmaktadır.

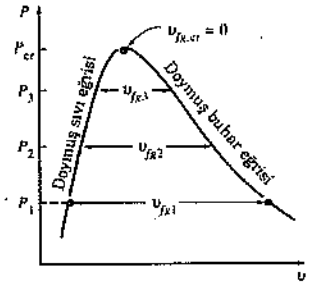
h_{fg} büyüklüğü **buharlaşma entalpisi** (veya buharlaşma gizli ısısı) diye adlandırılır ve verilen bir basınç veya sıcaklıkta doymuş sıvının birim kütlesini buharlaştırmak için gereken enerjiyi belirtir. Buharlaşma entalpisi, sıcaklık veya basınç arttıkça azalır ve kritik noktada sıfır olur.

Doyma		Özgül hacim m³/kg	
Sıcak. Bas.		Doy.	Doy.
°C	kPa	sıvı	buhar
T	P_{doyma}	v_f	v_g
85	57.83	0.001 033	2.828
90	70.14	0.001 036	2.361
95	84.55	0.001 040	1.982

Sıcaklık — Doymuş sıvının özgül hacmi — Karşı gelen doyma basıncı — Doymuş buharın özgül hacmi

ŞEKİL 2-27

Tablo A-4'ün bir bölümü



ŞEKİL 2-28

v_{fg}, P veya T arttıkça azalır ve kritik noktada sıfır olur.

ÖRNEK 2-1

Sabit hacimli bir kapta 90 °C sıcaklıkta, 50 kg doymuş sıvı su bulunmaktadır. Kap içindeki basıncı ve kabın hacmini bulun.

Çözüm Doymuş sıvı suyun hali Şekil 2-29'da T-v diyagramında gösterilmiştir. Kap içindeki su doymuş sıvı olduğu için basınç 90 °C sıcaklıktaki doyma basıncı olacaktır:

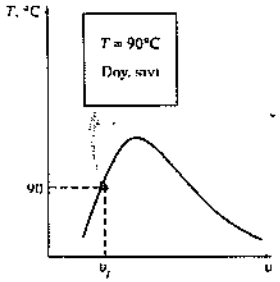
$$P = P_{doyma,\ 90°C} = 70.14 \text{ kPa} \qquad \text{(Tablo A-4)}$$

90 °C sıcaklıktaki doymuş sıvının özgül hacmi,

$$v = v_{f,\ 90°C} = 0.001036 \text{ m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tablo A-4)}$$

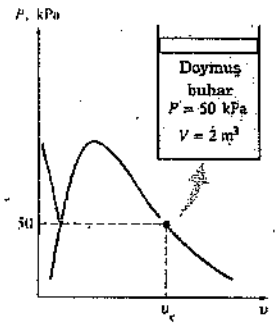
olduğuna göre kabın hacmi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$V = mv = (50 \text{ kg})(0.001036 \text{ m}^3/\text{kg}) = 0.0518 \text{ m}^3$$



ŞEKİL 2-29

Örnek 2-1 için genel çizim ve T-v diyagramı



ŞEKİL 2-30
Örnek 2-2 için genel çizim ve *P-v* diyagramı.

ÖRNEK 2-2

Bir piston-silindir düzeneğinde 50 kPa basınçta, 2 m^3 doymuş su buharı bulunmaktadır. Silindir içindeki su buharının sıcaklığını ve kütlesini hesaplayın.

Çözüm Doymuş su buharının hali Şekil 2-30'da, *P-v* diyagramında gösterilmiştir. Silindir içinde 50 kPa basınçta doymuş su buharı bulunduğu için, sıcaklık bu basınçtaki doyma sıcaklığıdır:

$$T = T_{\text{doyma, 50 kPa}} = 81.33\ ^\circ\text{C} \qquad \text{(Tablo A-5)}$$

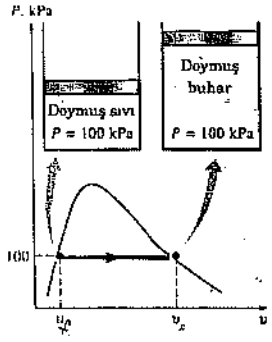
Doymuş buharın 50 kPa basınçtaki özgül hacmi, Tablo A-5'ten bulunur:

$$v = v_{\text{doyma, 50 kPa}} = 3.240\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tablo A-5)}$$

Bu durumda silindir içindeki su buharının kütlesi

$$m = \frac{V}{v} = \frac{2\ \text{m}^3}{3.240\ \text{m}^3/\text{kg}} = 0.6173\ \text{kg}$$

olarak hesaplanır.



ŞEKİL 2-31
Örnek 2-3 için genel çizim ve *P-v* diyagramı.

ÖRNEK 2-3

200 g kütlesindeki doymuş sıvı su, 100 kPa sabit basınçta tümüyle buharlaştırılmaktadır. (*a*) Hacim değişikliğini ve (*b*) suya verilen enerjiyi hesaplayın.

Çözüm (*a*) Hal değişimi Şekil 2-31'de *P-v* diyagramında gösterilmiştir. Buharlaşma sırasında birim kütlenin hacim değişimi doymuş buhar ve doymuş sıvı özgül hacimlerinin farkı olan v_{fg} değeridir. Bu değer, 100 Kpa basınç için v_f ve v_g değerlerini Tablo A-5'ten okuyup hesaplanabilir:

$$v_{fg} = v_g - v_f = (1.6940 - 0.001043) = 1.6930\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Böylece, $\Delta V = mv_{fg} = (0.2\ \text{kg})(1.6930\ \text{m}^3/\text{kg}) = 0.3386\ \text{m}^3$

olur.

Dikkat edilirse, işlem yapılırken v_f değerinin sadece ilk dört ondalık hanesi hesaba katıldı. Bunun nedeni v_g değerinin dört ondalık hassaslıkta verilmiş olması ve sonraki hanelerinin bilinmemesidir. v_f değerini olduğu gibi hesaba katmak, v_g değerinin 1.694000 olduğunu kabul etmek anlamına gelir. Oysa v_g = 1.694038 de olabilirdi, çünkü bu değer de dört ondalık haneye kesilince 1.6940 olmaktadır. Elde edilen sonuçtaki tüm rakamlar (1.6930) anlamlıdır. Eğer v_f'nin verilen değerini kullanmış olsaydık, v_{fg} = 1.692957 bulunurdu. Bu değer yanlış olarak sonucun altı ondalık hassaslıkta olduğu izlenimini vermektedir.

(*b*) Bir maddenin birim kütlesini sabit basınçta buharlaştırmak için gerekli enerji, o basınçtaki buharlaşma entalpisidir. 100 kPa basınçta (0.1 Mpa) h_{fg}, Tablo A-5'te 2258.0 kJ/kg olarak verilmiştir. Bu nedenle suya verilen enerji

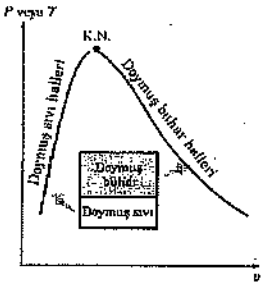
$$mh_{fg} = (0.2\ \text{kg})(2258\ \text{kJ/kg}) = 451.6\ \text{kJ}$$

olarak bulunur.

15 Doymuş Sıvı-Buhar Karışımı

Buharlaşma sırasında maddenin bir bölümü sıvı fazında, bir bölümü ise buhar fazındadır, başka bir deyişle madde doymuş sıvıyla doymuş buharın bir karışımıdır (Şekil 2-32). Bu karışımın özeliklerini belirlemek için karışımdaki sıvı ve buhar fazlarının oranını bilmek gerekir. Bu da adı **kuruluk derecesi** (*x*) olan ve buhar kütlesinin toplam kütleye oranını veren yeni bir özelik tanımlayarak yapılır:

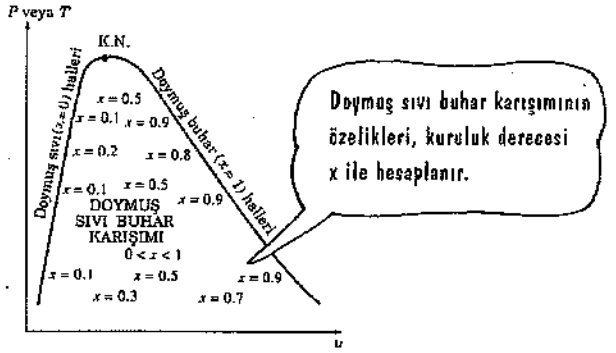
$$x = \frac{m_{\text{buhar}}}{m_{\text{toplam}}} \qquad (2\text{-}3)$$



ŞEKİL 2-32
Doymuş sıvı buhar karışımındaki sıvı ve buhar miktarları, kuruluk derecesiyle gösterilir.

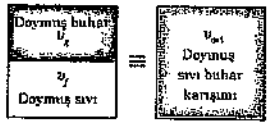
Burada, $m_{\text{toplam}} = m_{\text{sıvı}} + m_{\text{buhar}} = m_f + m_g$

olmaktadır. Kuruluk derecesinin sadece doymuş sıvı-doymuş buhar karışımları için anlamı vardır. Sıkıştırılmış sıvı ve kızgın buhar bölgelerinde bir anlam taşımaz. Değeri her zaman 0 ile 1 arasındadır (Şekil 2-33). *Doymuş sıvı halindeki* bir sistemin kuruluk derecesi 0 veya yüzde 0'dır. *Doymuş buhar halindeki* bir sistemin kuruluk derecesi ise 1 veya yüzde 100'dür. Doymuş sıvı-doymuş buhar karışımlarında kuruluk derecesi, hali tanımlamak için gerekli yeğin özeliklerden biri olabilir. *Doymuş sıvının özeliklerinin, tek başına da olsa, doymuş buharla bir karışım içinde de olsa değişmediği* vurgulanmalıdır. Buharlaşma sırasında doymuş sıvının özelikleri değil sadece miktarı değişir. Aynı gözlem doymuş buhar için de geçerlidir.



ŞEKİL 2-33
Kuruluk derecesinin değeri 0 ile 1 arasındadır ve sadece doyma eğrisinin altındaki hallerde anlamı vardır.

Doymuş sıvı-buhar karışımı doymuş sıvı ve doymuş buhardan oluşan iki sistemin toplamı olarak düşünülebilir. Fakat sistemlerin kütleleri (her fazdaki kütle) genellikle bilinmez. Bu nedenle, fazların iyice karışarak düzgün dağılı görünüm veren bir karışım oluşturdukları düşünülebilir (Şekil 2-34). Bu durumda karışımın özelikleri, gözönüne alınan doymuş sıvı-buhar karışımının ortalama özelikleri olacaktır. Bu gözlem aşağıda açıklanmıştır.



ŞEKİL 2-34
İki fazlı bir sistem, hesaplama açısından düzgün dağılı bir karışım olarak ele alınır.

Doymuş sıvı-buhar karışımı içeren bir kap incelensin. Doymuş sıvının kapladığı hacim V_f, doymuş buharın kapladığı hacim ise V_g olsun. Toplam hacim bu ikisinin toplamı olacaktır. Ayrıca 'ort' indisiyle karışımın ortalama özelikleri, *t* indisiyle de toplam kütle gösterilsin:

$$V = V_f + V_g$$

$$V = mv \rightarrow m_t v_{ort} = m_f v_f + m_g v_g$$

$$m_f = m_t - m_g \rightarrow m_t v_{ort} = (m_t - m_g) v_f + m_g v_g$$

m_t ile bölersek, $x = m_g / m_t$ olduğundan,

$$v_{ort} = (1 - x) v_f + x v_g$$

elde edilir. Bu bağıntı şöyle de yazılabilir :

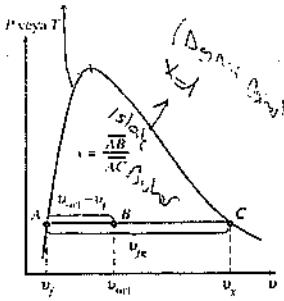
$$v_{ort} = v_f + x v_{fg} \qquad (m^3/kg) \qquad (2\text{-}4)$$

Burada $v_{fg} = v_g - v_f$ olmaktadır. Kuruluk derecesi x çözülürse,

$$x = \frac{v_{ort} - v_f}{v_{fg}} \qquad (2\text{-}5)$$

elde edilir.

Bu denklem kullanılarak, kuruluk derecesi P-v veya T-v diyagramlarında yatay uzunluklarla eşleştirilebilir (Şekil 2-35). Verilen bir sıcaklık veya basınçta 2-5 denkleminin payı, bulunulan hal ile doymuş sıvı hali arasındaki uzunluktur, payda ise doymuş buharla doymuş sıvı arasındaki yatay doğrunun toplam uzunluğudur. Kuruluk derecesinin yüzde 50 olduğu hal, bu doğrunun ortasında olacaktır.



ŞEKİL 2-35

Kuruluk derecesi P-v ve T-v diyagramlarında yatay uzunluklarla orantılıdır.

Yukarıda yapılan çözümleme iç enerji ve entalpinin hesaplanması için de uygulanabilir ve şu sonuçlar elde edilir :

$$u_{ort} = u_f + x u_{fg} \qquad (kJ/kg) \qquad (2\text{-}6)$$

$$h_{ort} = h_f + x h_{fg} \qquad (kJ/kg) \qquad (2\text{-}7)$$

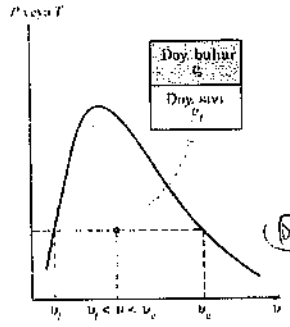
Tüm bağıntıların yazım biçimi aynıdır ve bunlar şöyle özetlenebilir:

$$y_{ort} = y_f + x y_{fg} \qquad (2\text{-}8)$$

Burada y simgesi v, u veya h'nın yerini almaktadır. 'ort' indisi sadeleştirme amacıyla atılabilir. Doymuş sıvı-buhar karışımlarının ortalama özelikleri her zaman doymuş sıvı ve doymuş buhar değerlerinin *arasında*dır (Şekil 2-36). Başka bir deyişle,

$$y_f \le y_{ort} \le y_g$$

olacaktır. Sonuç olarak olarak tüm doymuş sıvı-buhar karışımı halleri doyma eğrisinin altındadır ve doymuş sıvı-buhar karışımlarını çözümlemek için doymuş sıvı ve doymuş buhar özeliklerinin bilinmesi yeterlidir (su için Tablo A-4 ve Tablo A-5).



ŞEKİL 2-36

Doymuş sıvı-buhar karışımının v değeri, verilen bir T veya P'de v_f ile v_g değerleri arasındadır.

ÖRNEK 2-4

Sabit hacimli kapalı bir kapta 90 °C sıcaklıkta 10 kg su bulunmaktadır. Eğer suyun 8 kg'ı sıvı geri kalanı buhar fazında ise, (*a*) kaptaki basıncı, (*b*) kabın hacmini hesaplayın.

Çözüm (*a*) Doymuş sıvı-buhar karışımının hali Şekil 2-37'de gösterilmiştir. İki faz dengede bulundukları için doymuş bir karışım sözkonusudur. Bu nedenle basınç verilen sıcaklıktaki doyma basıncıdır:

$$P = P_{doyma\ 90\ °C} = 70.14\ kPa \qquad (Tablo\ A\text{-}4)$$

(*b*) 90 °C sıcaklıkta $v_f = 0.001036\ m^3/kg$ ve $v_g = 2.361\ m^3/kg$ değerleri Tablo A-4'ten elde edilebilir.

Kabın hacmini hesaplamanın bir yolu her fazın hacmini tek tek hesaplamak ve toplamaktır:

$$V = V_f + V_g = m_f v_f + m_g v_g$$
$$= (8\ kg)(0.001\ m^3/kg) + (2\ kg)(2.361\ m^3/kg)$$
$$= 4.73\ m^3$$

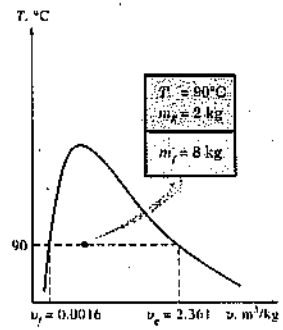
Aynı işlemi yapmanın bir başka yolu da, kuruluk derecesini bulduktan sonra, ortalama özgül hacmi hesaplamak ve toplam kütle ile çarpmaktır:

$$x = \frac{m_g}{m_t} = \frac{2\ kg}{10\ kg} = 0.2$$

$$v = v_f + x v_{fg}$$
$$= 0.001\ m^3/kg + (0.2)\ [(2.361 - 0.001)\ m^3/kg]$$
$$= 0.473\ m^3/kg$$

ve $$V = mv = (10\ kg)(0.473\ m^3/kg) = 4.73\ m^3$$

Birinci yolun daha kolay olduğu görülmektedir, çünkü her iki fazın kütleleri verilmiştir. Fakat birçok problemde kütleler verilmediği için, ikinci çözüm yolu daha kullanışlı olur.



ŞEKİL 2-37

Örnek 2-4 için genel çizim ve T-v diyagramı.

ÖRNEK 2-5

80 litrelik bir kapta 160 kPa basınçta 4 kg soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Soğutucu akışkanın (*a*) sıcaklığını, (*b*) kuruluk derecesini, (*c*) entalpisini ve (*d*) buhar fazı tarafından kaplanan hacmi bulun.

Çözüm (*a*) Probleme ilişkin P-v diyagramı Şekil 2-38'de gösterilmiştir. Başlangıçta soğutucu akışkanın halinin sıkıştırılmış sıvı, kızgın buhar veya doymuş sıvı-buhar karışımı bölgelerinden hangisinde olduğu bilinmemektedir. Bu bilgi, uygun bir özeliği, verilen basınçtaki doymuş sıvı ve doymuş buharın özelikleriyle karşılaştırarak bulunabilir. Soğutucu akışkanın özgül hacmi, verilen bilgilerden,

$$v = \frac{V}{m} = \frac{0.080\ m^3}{4\ kg} = 0.02\ m^3/kg$$

olarak hesaplanır. 160 kPa basınçta, Tablo A-12'den aşağıdaki değerler elde edilir:

$$v_f = 0.0006876\ m^3/kg$$

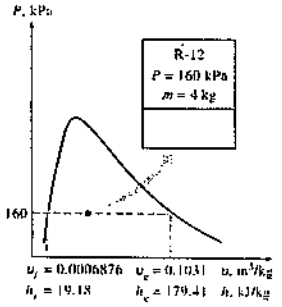
$$v_g = 0.1031\ m^3/kg$$

$v_f < v < v_g$ olduğu açıkça görülmektedir. Bu nedenle soğutucu akışkan doymuş sıvı-buhar karışımıdır. Sıcaklık, verilen basınca karşı gelen doyma sıcaklığıdır:

$$T = T_{doyma,\ 160\ kPa} = -18.49\ °C$$

(*b*) Kuruluk derecesi 2-5 numaralı denklemden hesaplanır:

$$x = \frac{v - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.02 - 0.0007}{0.1031 - 0.0007} = 0.188$$



ŞEKİL 2-38

Örnek 2-5 için genel çizim ve P-v diyagramı.

(c) 160 kPa basınçta, Tablo A-12'den aşağıdaki değerler elde edilir: h_f = 19.18 kJ/kg ve h_{fg} = 160.23 kJ/kg. Doymuş sıvı-buhar karışımının entalpisi 2-7 numaralı denklemden bulunur:

$$h = h_f + xh_{fg}$$
$$= 19.18 \text{ kJ/kg} + (0.188)(160.23 \text{ kJ/kg})$$
$$= 49.3 \text{ kJ/kg}$$

(d) Buharın kütlesi 2-3 numaralı denklemden hesaplanır:

$$m_g = xm_t = (0.188)(4 \text{ kg}) = 0.752 \text{ kg}$$

Buhar fazının kapladığı hacim ise,

$$V_g = m_g v_g = (0.752 \text{ kg})(0.1031 \text{ m}^3/\text{kg})$$
$$= 0.0775 \text{ m}^3 \text{ (veya } 77.5 \text{ L)}$$

olarak bulunur. Kabın hacminin geri kalan kısmı (2.5 L) sıvı tarafından doldurulmaktadır.

Doymuş katı-buhar karışımları için de özelik tabloları vardır. Örneğin doymuş buz-su buharı karışımlarının özelikleri Tablo A-8'de verilmiştir. Doymuş katı-buhar karışımlarının çözümlemesi doymuş sıvı-buhar karışımlarının çözümlemesine benzerdir.

T, °C	v, m³/kg	u, kJ/kg	h, kJ/kg
	P = 0.1 MPa (99.63°C)		
Doy.	1.6940	2506.1	2675.5
100	1.6958	2506.7	2676.2
150	1.9364	2582.8	2776.4
⋮	⋮	⋮	⋮
1300	7.260	4683.5	5409.5
	P = 0.5 MPa (151.86°C)		
Doy.	0.3749	2561.2	2748.7
200	0.4249	2642.9	2855.4
250	0.4744	2723.5	2960.7

ŞEKİL 2-39
Tablo A-6'nın bir bölümü.

2 Kızgın Buhar

Doymuş buhar eğrisinin sağındaki bölgede madde kızgın buhardır. Kızgın buhar bölgesi tek fazlı (sadece buhar fazı) bir bölge olduğundan sıcaklık ve basınç artık birbirlerine bağlı değildir. Dolayısıyla bu iki özelik kullanılarak hal kızgın buhar tablosundan belirlenebilir. Kızgın buhar tablosunun düzeni Şekil 2-39'da gösterilmiştir.

Bu tabloda, değişik basınç değerlerinde özeliklerin sıcaklığa göre değişimi verilmiştir. Tabloda verilen ilk hal doymuş buhar halidir. Doyma sıcaklığı basınç değerinin ardından parantez içinde gösterilmiştir.

Kızgın buhar bölgesinde özelikler aşağıdaki sınırlar içinde kalırlar (Şekil 2-15 ve 2-16'ya bakın):

Basınç (verilen bir sıcaklık T'de $P < P_{doyma}$)

Sıcaklık (verilen bir basınç P'de $T > T_{doyma}$)

Özgül hacim (verilen bir sıcaklık T veya basınç P'de $v > v_g$)

İç enerji (verilen bir sıcaklık T veya basınç P'de $u > u_g$)

Entalpi (verilen bir sıcaklık T veya basınç P'de $h > h_g$)

ÖRNEK 2-6

Suyun 300 kPa basınç ve 200 °C sıcaklıktaki iç enerjisini belirleyin.

Çözüm 300 kPa basınçta doyma sıcaklığı 133.55 °C'dir. Verilen sıcaklık, $T > T_{doyma}$ olduğu için, suyun hali kızgın buhar bölgesindedir. Bu durumda iç enerji Tablo A-6'dan belirlenir:

$$u = 2650.7 \text{ kJ/kg}$$

ÖRNEK 2-7

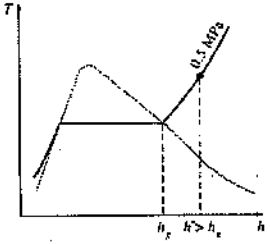
Basıncı 0.5 Mpa, entalpisi 2890 kJ/kg olan suyun sıcaklığını bulun.

Çözüm 0.5 Mpa basınçta doymuş buharın entalpisi h_g = 2748.7 kJ/kg'dır. Bu durumda $h > h_g$ olduğundan, hal kızgın buhar bölgesindedir (Şekil 2-40). Tablo A-6'dan, 0.5 Mpa basınç için aşağıdaki değerler okunur:

T, °C	h, kJ/kg
200	2855.4
250	2960.7

h = 2890 kJ/kg değeri yukarıdaki tablo ile karşılaştırıldığında, sıcaklığın 200 ile 250 °C arasında olduğu açıkça görülmektedir. Doğrusal oranlamayla, sıcaklık için aşağıdaki değer bulunur:

$$T = 216.4 \text{ °C}$$



ŞEKİL 2-40
Verilen bir basınçta kızgın buharın entalpisi, doymuş buharınkinden daha büyüktür (Örnek 2-7).

3 Sıkıştırılmış Sıvı

Sıkıştırılmış sıvı için literatürde pek fazla bilgi yoktur ve Tablo A-7 bu kitapta sıkıştırılmış sıvı özeliklerini veren tek tablodur. Tablo A-7'nin düzenlenişi kızgın buhar tablolarının hemen hemen aynıdır. Literatürde sıkıştırılmış sıvıya ilişkin bilgilerin azlığı, sıkıştırılmış sıvı özeliklerinin basınçtan bir ölçüde bağımsız olmasından dolayıdır. Sıkıştırılmış sıvı özeliklerinin basınçla değişimi çok azdır. Örneğin basıncın 100 kat artması, özeliklerin yüzde birden daha az değişmesine neden olur.

Sıkıştırılmış sıvıya ilişkin bilgilerin yokluğunda, *sıkıştırılmış sıvı özeliklerini doymuş sıvı özeliklerine eşit almak*, genelde benimsenen bir uygulamadır (Şekil 2-41). Bunun nedeni, sıkıştırılmış sıvı özeliklerinde basınçtan çok sıcaklığın etkili olmasıdır. Böylece, sıkıştırılmış sıvı için,

$$y \cong y_{f@T}$$

yazılabilir. Burada y, özgül hacim, iç enerji veya entalpi olabilir. Bu üç özelik arasında entalpi basınç değişikliklerinden en çok etkilenen özeliktir. Yukarıda verilen yaklaşık bağıntıyla hesaplanan v ve u değerlerinde hata yok denecek kadar azdır, fakat h için hata istenmeyen ölçülerde olabilir. Bu nedenle yüksek basınçlarda aşağıda verilen bağıntının kullanılması hatayı önemli ölçüde azaltacaktır. Verilen bağıntı Bölüm 3-9'da daha ayrıntılı incelenmiştir.

$$h \cong h_{f@T} + v_f(P - P_{doyma})$$

Burada P_{doyma} ; verilen sıcaklıkta doyma basıncı olmaktadır.

Verilen: P ve T

$v \cong v_{f@T}$
$u \cong u_{f@T}$
$h \cong h_{f@T}$

ŞEKİL 2-41
Sıkıştırılmış sıvı, yaklaşık olarak, aynı sıcaklıktaki doymuş sıvı özelliklerine sahiptir.

Sıkıştırılmış sıvı bölgesinde özelikler aşağıdaki sınırlar içinde kalır:

Basınç (verilen bir sıcaklık T 'de $P > P_{doyma}$)

Sıcaklık (verilen bir basınç P 'de $T < T_{doyma}$)

Özgül hacim (verilen bir sıcaklık T veya basınç P 'de $v < v_f$)

İç enerji (verilen bir sıcaklık T veya basınç P 'de $u < u_f$)

Entalpi (verilen bir sıcaklık T veya basınç P 'de $h < h_f$)

Fakat bu sınırların kızgın buhar bölgesindeki kadar belirgin olduğu söylenemez.

ÖRNEK 2-8

80 °C sıcaklık ve 5 Mpa basınçta sıkıştırılmış sıvı suyun özgül iç enerjisini (*a*) Sıkıştırılmış sıvı tablosunu kullanarak, (*b*) doymuş sıvı özelikleri ile hesaplayın. İkinci yöntemde hata ne kadar olur?

Çözüm 80 °C sıcaklıkta suyun doyma basıncı 47.39 kPa'dır. 5 Mpa bu değerden büyük olduğu için suyun verilen halde sıkıştırılmış sıvı bölgesinde olduğu açıktır (Şekil 2-42).

(*a*) Sıkıştırılmış sıvı tablosundan (Tablo A-7):

$$P = 5 \text{ Mpa ve } T = 80\ ^\circ\text{C için, } u = 333.72 \text{ kJ/kg}$$

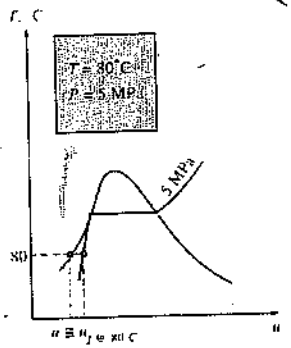
(*b*) Doymuş sıvı-buhar karışımı tablosundan (Tablo A-4):

$$u \cong u_{f,\,80\,^\circ\text{C}} = 334.86 \text{ kJ/kg}$$

Yüzde hata

$$\frac{334.86 - 333.72}{333.72} \times 100 = \%0.34$$

olarak bulunur. Görüldüğü gibi hata yüzde birden azdır.



ŞEKİL 2-42
Örnek 2-8 için genel çizim ve T-*u* diyagramı.

Referans Hali ve Referans Değerleri

u, h ve s 'nin değerleri doğrudan ölçülemez. Bu nedenle bunlar, 11. bölümde incelenecek olan termodinamik bağıntılar kullanılarak ölçülebilen özeliklerden hesaplanır. Sözkonusu termodinamik bağıntılar özeliklerin bir haldeki değerlerini değil, iki hal arasındaki farkını hesaplar. Bu nedenle, uygun bir *referans hali*nin seçilmesi ve uygun özelik veya özeliklere bu noktada *sıfır* değerinin atanması gerekir. Su için 0.01 °C sıcaklıktaki doymuş sıvı hali referans hali olarak seçilmiş, bu haldeki entalpi ve entropi değerleri sıfır olarak alınmıştır. Soğutucu akışkan Freon-12 için referans hali –40 °C sıcaklıktaki doymuş sıvı halidir. Benzer olarak bu halde entalpi ve entropi değerleri sıfır kabul edilmiştir. Bazı özeliklerin seçilen referans halinden dolayı eksi değerler alacağı not edilmelidir.

Tabloların hazırlanması sırasında bazen farklı referans hallerinin seçilmesinden dolayı aynı madde ve hal için değişik tablolarda farklı değerler bulmak olasıdır. Fakat termodinamik hesaplarında özeliklerin mutlak değerlerinden çok, özeliklerde olan *değişimler* önem taşır. Bu nedenle referans halinin ne olduğu, hesaplar sırasında belli bir tablo veya diyagrama bağlı kaldığımız sürece hiçbir önem taşımaz ve sonuçları etkilemez.

ÖRNEK 2-9

Aşağıdaki çizelgede eksik olan özelikleri bulun ve halin hangi fazda olduğunu belirtin:

	T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	x	Faz açıklaması
(*a*)	120.23	200	1719.49	0.6	Islak buhar
(*b*)	125	232.1	1600	0.535	Islak buhar
(*c*)	179.91	1000	2950	—	Kızgın buhar
(*d*)	75	500	314.02	0	Sıkıştırılmış sıvı
(*e*)	179.91	850	731.22	0.0	Doymuş sıvı

Çözüm (*a*) Kuruluk derecesi $x = 0.6$ olarak verilmiştir. Bu nedenle kütlenin yüzde 60'ı buhar, yüzde 40'ı sıvıdır ve hal 200 kPa basınçta **doymuş sıvı-buhar karışımıdır**. Sıcaklık bu basınçtaki doyma sıcaklığıdır:

$$T = T_{doyma,\ 200\ kPa} = 120.23\ ^\circ\text{C} \qquad \text{(Tablo A-5)}$$

Tablo A-5'den 200 kPa basınçta $u_f = 504.49$ kJ/kg ve $u_{fg} = 2025.0$ kJ/kg değerleri elde edildikten sonra, 2-6 numaralı denklem kullanılarak doymuş sıvı-buhar karışımının ortalama iç enerjisi hesaplanır:

$$u = u_f + x\,u_{fg}$$
$$= 504.49 \text{ kJ/kg} + (0.6)(2025.0 \text{ kJ/kg})$$
$$= 1719.49 \text{ kJ/kg}$$

(*b*) Bu kez sıcaklık ve iç enerji verilmiştir. Diğer özelikleri bulmak için öncelikle halin hangi bölgede olduğu kararlaştırılmalıdır. Bölgeyi belirlemek için verilen sıcaklıkta doymuş sıvı ve doymuş buharın iç enerjileri bulunur. 125 °C'de u_f = 524.74 kJ/kg ve u_g = 2534.6 kJ/kg'dır. Verilen iç enerji değeri bu değerlerle karşılaştırılırsa,

$$524.74 < 1600 < 2534.6$$

olduğu görülür. Bu nedenle hal, **doymuş sıvı-buhar karışımı** bölgesindedir. Eğer verilen iç enerji değeri 524.74'ten küçük olsaydı, halin sıkıştırılmış sıvı bölgesinde, 2534.6'dan büyük olsaydı halin kızgın buhar bölgesinde olacağı not edilmelidir.

$$P = P_{doyma,\ 125\ ^\circ\text{C}} = 232.1 \text{ kPa} \qquad \text{(Tablo A-4)}$$

Kuruluk derecesi:

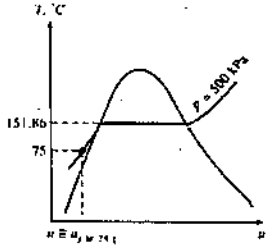
$$x = \frac{u - u_f}{u_{fg}} = \frac{1600 - 524.74}{2009.9} = 0.535$$

Yukarıda halin hangi bölgede bulunduğunu belirlemek için yapılan çözümleme, iç enerji yerine entalpi veya özgül hacmin verilmesi durumunda veya basınç yerine sıcaklığın verilmesi durumunda benzer olurdu.

(c) Burada (*b*) şıkkına benzer bir durum sözkonusudur, sıcaklık yerine basınç verilmiştir. Verilen basınçta u_f ve u_g değerleri Tablo A-5'ten okunur. 1 Mpa basınçta, u_f = 761.68 kJ/kg ve u_g = 2583.6 kJ/kg'dır. Verilen özgül iç enerji değeri 2950 kJ/kg olup, 1MPa basınçtaki u_g'den büyüktür. Bu nedenle, verilen hal **kızgın buhar** bölgesindedir. Sıcaklık, verilen basınç ve iç enerji değerlerini kullanarak, kızgın buhar tablosunda yapılacak bir doğrusal oranlamayla hesaplanır:

$$T = 395.6\ ^\circ\text{C} \qquad \text{(Tablo A-6)}$$

Kuruluk derecesi sütunu bu şık için boş kalacaktır, çünkü kızgın buhar bölgesinde kuruluk derecesinin bir anlamı yoktur.



ŞEKİL 2-43
Verilen bir basınç ve sıcaklıkta, saf bir madde $T < T_{doyma,\,P}$ olduğu zaman sıkıştırılmış sıvıdır.

(*d*) Bu şıkta sıcaklık ve basınç verilmiştir, fakat halin hangi bölgede olduğu bilinmediği için öncelikle halin sıkıştırılmış sıvı, doymuş sıvı-buhar karışımı veya kızgın buhar bölgelerinden hangisinde olduğunu belirlemek gerekir.Bu amaçla doyma tablosundan (Tablo A-5) verilen basınca karşı gelen doyma sıcaklığı bulunur: 500 kPa basınçta, T_{doyma} = 151.86 °C. Daha sonra verilen sıcaklıkla doyma sıcaklığı karşılaştırılır. 75 °C < 151.86 °C olduğundan halin **sıkıştırılmış sıvı** bölgesinde olduğu anlaşılır (Şekil 2-43). Eğer sıcaklık doyma sıcaklığına eşit olsaydı halin doymuş sıvı-buhar karışımı bölgesinde, sıcaklık doyma sıcaklığından büyük olsaydı halin kızgın buhar bölgesinde olacağı not edilmelidir. İç enerji sıkıştırılmış sıvı tablosundan bulunabilir, fakat verilen haldeki basınç tablolarda bulunan en düşük basınçtan daha aşağıdadır. Bu nedenle, sıkıştırılmış sıvı özeliklerinin aynı sıcaklıkta (basınçta değil) doymuş sıvı özeliklerine eşdeğer olduğu kabul edilebilir:

$$u \cong u_{f,\,75\,^\circ\text{C}} = 313.90\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tablo A-4)}$$

Kuruluk derecesi sütunu burada da boş bırakılacaktır, çünkü sıkıştırılmış sıvı bölgesinde kuruluk derecesinin bir anlamı yoktur.

(e) Kuruluk derecesi, x = 0.0 olarak verilmiştir. Bu nedenle 850 kPa basınçta **doymuş sıvı** hali sözkonusudur. Sıcaklığın verilen basınçta doyma sıcaklığı, iç enerjinin ise verilen basınçta doymuş sıvının iç enerjisi olması gerekir.

$$T = T_{doyma,\,850\,\text{kPa}} = 172.96\ ^\circ\text{C} \qquad \text{(Tablo A-5)}$$

$$u = u_{doyma,\,850\,\text{kPa}} = 731.27\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tablo A-5)}$$

2-7 ■ MÜKEMMEL (İDEAL) GAZ HAL DENKLEMİ

Saf maddelerin özelikleri yukarıda açıklandığı gibi tablo ve diyagramlarla verilebilir. Özelik tabloları özelikler hakkında çok hassas ve ayrıntılı bilgi verir. Fakat her yere taşınması zor olduğu gibi, baskı hataları da bulundurabilirler. Daha kullanışlı ve yaygın olan yaklaşım, özelikler arasındaki ilişkileri yeterince hassas ve genel bir biçimde veren bağıntıların kullanılmasıdır.

Bir maddenin basıncı, sıcaklığı ve özgül hacmi arasındaki ilişkiyi veren herhangi bir bağıntıya **hal denklemi** adı verilir. Denge halinde bir maddenin diğer özelikleri arasındaki ilişkileri veren bağıntılara da hal denklemi denir. Bazıları basit bazıları çok karmaşık olan birçok hal denklemi vardır. Bu denklemlerin en basit ve en çok bilineni mükemmel gaz hal denklemidir. Bu denklem belirli sınırlar içinde gazların P-v-T ilişkisini oldukça hassas bir biçimde verir.

Gaz ve *buhar* sözcükleri genellikle aynı anlamda kullanılır. Bir maddenin buhar fazı, sıcaklık kritik sıcaklığın üzerindeyse *gaz* diye adlandırılır. *Buhar* genellikle yoğuşma sınırına yakın bir gazı niteler.

Bir İngiliz fizikçisi olan Robert Boyle, 1662 yılında vakum odasında yaptığı deneylerde, bir gazın basıncının hacmiyle ters orantılı olarak değiştiğini gözledi. 1802 yılında Fransız J. Charles ve J. Gay-Lussac düşük basınçlarda, bir gazın hacminin sıcaklıkla orantılı olduğunu deneysel olarak buldular. Böylece,

$$P = R\left(\frac{T}{v}\right)$$

veya

$$Pv = RT \qquad (2\text{-}9)$$

bağıntısı ortaya kondu. Burada R, orantının denkleme dönüştürülmesi sırasında ortaya çıkan ve **gaz sabiti** adı verilen çarpandır. 2-9 denklemi **mükemmel gaz hal denklemi** olarak bilinir ve bu denkleme uyan gazlar **mükemmel gaz** (ideal gaz) diye adlandırılır. Bu denklemde P mutlak basıncı, T mutlak sıcaklığı, v ise özgül hacmi göstermektedir.

Gaz sabiti R'nin her gaz için farklı bir değeri vardır (Şekil 2-44) ve

$$R = \frac{R_u}{M} \qquad [\text{kJ/(kg·K) veya kPa·m}^3\text{/(kg·K)}] \qquad (2\text{-}10)$$

bağıntısından hesaplanır. Burada R_u **üniversal gaz sabiti**, M ise sözkonusu gazın mol kütlesi veya bir başka deyimle *molekül ağırlığı*dır. R_u sabitinin değeri tüm maddeler için aynıdır ve aşağıda değişik birimlerde verilmiştir:

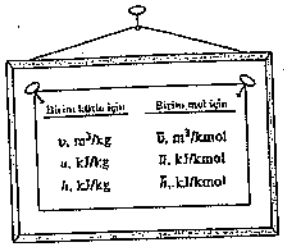
$$R_u = \begin{cases} 8.314\ \text{kJ/(kmol·K)} \\ 8.314\ \text{kPa·m}^3\text{/(kmol·K)} \\ 0.08314\ \text{bar·m}^3\text{/(kmol·K)} \\ 1.986\ \text{Btu/(lbmol·R)} \\ 10.73\ \text{psia·ft}^3\text{/(lbmol·R)} \\ 1545\ \text{ft lbf/(lbmol·R)} \end{cases} \qquad (2\text{-}11)$$

Madde	R, kJ/(kg·K)
Hava	0.2870
Helyum	2.0769
Argon	0.2081
Azot	0.2968

ŞEKİL 2-44
Değişik maddelerin farklı gaz sabitleri vardır.

Mol kütlesi M, *gram olarak maddenin bir molünün kütlesi*dir. Aynı zamanda *gram-mol* veya kısaca gmol olarak da bilinir. *Kilogram olarak maddenin bir kilomolünün kütlesi* de (kmol) aynı değeri verir. İngiliz birimlerinde mol kütlesi bir libre-molun (lbmol) libre olarak kütlesidir. (1 lbmol = 0.4536 kmol). Dikkat edilirse her iki birim sisteminde de mol kütlesi aynı sayısal değere sahiptir. Örneğin, azotun mol kütlesi 28'dir dendiği zaman, 1 kmol azotun kütlesinin 28 kg olduğu veya 1lbmol azotun kütlesinin 28 lbm olduğu belirtilmiştir. Başka bir deyişle, 28 kg/kmol = 28 lbm/lbmol. Bir maddenin kütlesi, M ile gösterilen mol kütlesi ve n ile gösterilen mol miktarının çarpımına eşittir:

$$m = Mn \qquad \text{(kg)} \qquad (2\text{-}12)$$



ŞEKİL 2-45
Birim mol için verilen özelikler üstte bir çizgiyle belirtilir.

Çeşitli maddeler için R ve M'nin değerleri Tablo A-1'de verilmiştir.

Mükemmel gaz hal denklemi birkaç değişik biçimde yazılabilir:

$$V = mv \quad \rightarrow \quad \boxed{PV = mRT} \tag{2-13}$$

$$mR = (Mn)R = nR_u \quad \rightarrow \quad \boxed{PV = nR_uT} \tag{2-14}$$

$$V = n\bar{v} \quad \rightarrow \quad P\bar{v} = R_uT \tag{2-15}$$

Burada $\bar{v}$, mol özgül hacmi veya birim molun hacmidir (m^3/kmol veya ft^3/lbmol). Bu kitapta üzerinde bir çizgiyle gösterilen özelikler birim-mol için değerleri simgeleyecektir (Şekil 2-45).

Denklem 2-13'ü iki kez yazıp sadeleştirerek, bir mükemmel gazın iki değişik haldeki özelikleri arasında bir bağ kurabiliriz:

$$\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_2V_2}{T_2} \tag{2-16}$$

ŞEKİL 2-46
Mükemmel gaz bağıntısı genellikle gerçek gazlara uygulanamaz. Bu nedenle bu bağıntıyı kullanırken özen gösterilmelidir.

Mükemmel gaz aslında $\boxed{Pv = RT}$ denklemini sağlayan *sanal* bir maddedir (Şekil 2-46). Yukarıda verilen mükemmel gaz bağıntısının düşük yoğunluklardaki gerçek gazların P-v-T ilişkisini oldukça yakın bir biçimde ifade ettiği, deneysel olarak saptanmıştır. Düşük basınç ve yüksek sıcaklıklarda bir gazın yoğunluğu azalır ve mükemmel gaz gibi davranır. Düşük basınç ve yüksek sıcaklıkların ne anlama geldiği aşağıda açıklanacaktır.

Uygulamada karşılaşılan sınırlar içinde, hava, azot, oksijen, hidrojen, helyum, argon, neon, kripton ve hatta karbon dioksit gibi daha ağır gazlar yüzde birden daha az bir hatayla mükemmel gaz olarak kabul edilebilir. Fakat buharlı güç santrallerindeki su buharı ve buzdolaplarındaki soğutucu akışkan buharları gibi yoğun gazlar, mükemmel gaz kabul edilmemelidir. Bu maddeler için özelik tabloları (buhar tabloları) kullanılmalıdır.

ÖRNEK 2-10

4m x 5m x 6m boyutlarındaki bir odada bulunan 100 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıktaki havanın kütlesini hesaplayın.

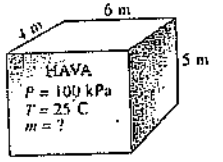
Çözüm Problemle ilgili çizim Şekil 2-47'de verilmiştir. Verilen koşullarda hava mükemmel bir gaz kabul edilebilir. Havanın gaz sabiti Tablo A-1'den 0.287 kPa·m³/(kg·K) olarak bulunur. Mutlak sıcaklık, T = 25 °C + 273 = 298 K'dir. Odanın hacmi,

$$V = (4\text{m})(5\text{m})(6\text{m}) = 120\ \text{m}^3$$

olarak hesaplanır ve bulunan değerler mükemmel gaz hal denkleminde yerine konarak, odadaki havanın kütlesi için

$$m = \frac{PV}{RT} = \frac{(100\text{kPa})(120\text{m}^3)}{\left[0.287\text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})\right](298\text{K})} = 140.3\ \text{kg}$$

değeri elde edilir.



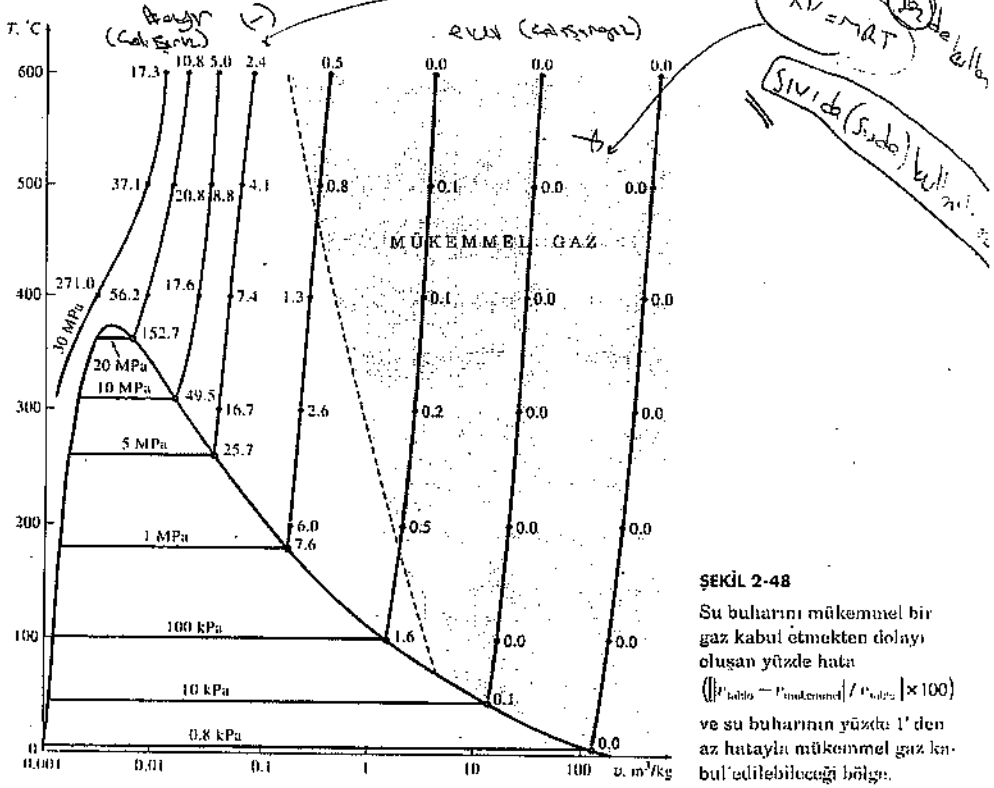
ŞEKİL 2-47
Örnek 2-10 için genel çizim.

Su Buharı Mükemmel bir Gaz mıdır?

Bu soru sadece bir evet veya hayır ile yanıtlanamaz. Su buharını mükemmel bir gaz kabul etmenin yarattığı hata hesaplanmış ve Şekil 2-48'de gösterilmiştir. Bu şekilden görülebileceği gibi, 10 kPa basıncın altındaki basınçlar için su buharı sıcaklık ne olursa olsun yüzde 0.1'den daha az bir hatayla mükemmel gaz kabul edilebilir. Fakat daha yüksek basınçlarda mükemmel gaz varsayımı özellikle kritik nokta ve doymuş buhar eğrisi yakınlarında kabul edilemeyecek hatalara (yüzde 100'ün üzerinde) yol açar. Bu nedenle ısıtma-havalandırma-iklimlendirme uygulamalarında, havadaki su buharının kısmi basıncı çok düşük olduğundan, su buharı neredeyse sıfır hatayla mükemmel gaz sayılabilir. Fakat buharlı güç santrallerinde uygulama basınçları çok yüksektir, bu nedenle mükemmel gaz bağıntıları kullanılmamalıdır.

2-8 ■ SIKIŞTIRILABİLME ÇARPANI – Mükemmel Gaz Davranışından Sapmanın Bir Ölçüsü

Mükemmel gaz denklemi basit ve kullanışlıdır. Fakat Şekil 2-48'den de görülebileceği gibi gazlar kritik nokta ve doyma eğrisi yakınlarında mükemmel gaz davranışından önemli ölçüde uzaklaşırlar. Verilen bir



ŞEKİL 2-48
Su buharını mükemmel bir gaz kabul etmekten dolayı oluşan yüzde hata $\left(\left|P_{\text{tablo}} - P_{\text{mükemmel}}\right| / P_{\text{tablo}} \times 100\right)$ ve su buharının yüzde 1'den az hatayla mükemmel gaz kabul edilebileceği bölge.

sıcaklık ve basınçta mükemmel gaz davranışından sapma **sıkıştırılabilme çarpanı** Z adı verilen bir parametre kullanılarak giderilebilir. Bu çarpan,

$$Z = \frac{Pv}{RT} \tag{2-17}$$

$$Pv = ZRT \tag{2-18}$$

veya

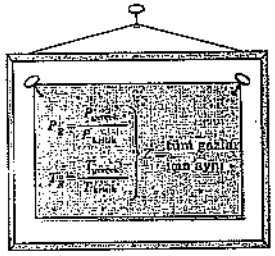
$$Z = \frac{v_{\text{gerçek}}}{v_{\text{mükemmel}}} \tag{2-19}$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada $v_{\text{mükemmel}} = RT/P$ olmaktadır. Doğal olarak mükemmel gazlar için $Z = 1$'dir. Gerçek gazlar için Z, 1'den büyük veya küçük olabilir (Şekil 2-49). Z, 1 değerinden ne kadar uzaklaşırsa mükemmel gaz davranışından sapma da o kadar büyük olur.

ŞEKİL 2-49
Mükemmel gaz için sıkıştırılabilme çarpanı 1'dir.

Yukarıda sık sık düşük basınç ve yüksek sıcaklıklarda gazların mükemmel gaz gibi davrandıkları belirtildi. Düşük basınç ve yüksek sıcaklıkla belirtilmek istenen sınırlar nedir? –100 °C düşük bir sıcaklık mıdır? Birçok madde için öyledir fakat hava için değil. Hava (veya azot) bu sıcaklıkta ve atmosfer basıncında yüzde 1'in altında hatayla mükemmel gaz kabul edilebilir. Bunun nedeni –100 °C'nin azotun kritik sıcaklığı olan –147 °C'nin oldukça üzerinde olmasıdır. Fakat bu sıcaklık ve basınçta birçok madde katı fazında bulunur. Bu nedenle, bir maddenin sıcaklığına veya basıncına yüksek veya düşük diyebilmek için kritik sıcaklığını ve basıncını gözönüne almak gerekir. Değişik gazlar verilen bir basınç veya sıcaklıkta birbirinden farklı davranabilirler, fakat kritik sıcaklık ve basınçlarına göre indirgenmiş sıcaklık ve basınçlarda, davranışları birbirine benzer. **İndirgenmiş sıcaklık** T_R **ve indirgenmiş basınç** P_R aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$P_R = \frac{P}{P_{\text{cr}}} \quad \text{ve} \quad T_R = \frac{T}{T_{\text{cr}}} \tag{2-20}$$



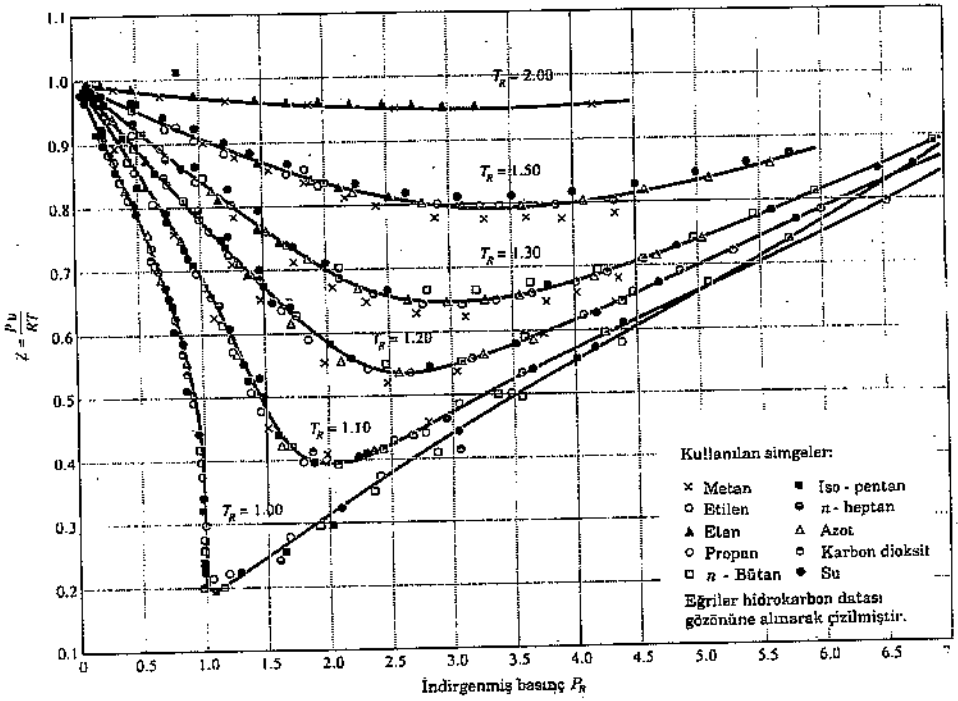
ŞEKİL 2-50
İndirgenmiş basınç ve sıcaklıkta sıkıştırılabilme çarpanı tüm gazlar için aynıdır (karşılıklı haller ilkesi).

Sıkıştırılabilme çarpanı Z, aynı indirgenmiş sıcaklık ve basınçta tüm gazlar için yaklaşık olarak aynı değere sahiptir (Şekil 2-50). Bu olguya **karşılıklı haller ilkesi** adı verilir. Bazı gazlar için deneysel olarak bulunmuş Z değerleri Şekil 2-51'de P_R ve T_R'nin fonksiyonu olarak gösterilmiştir. Gazların karşılıklı haller ilkesine genellikle oldukça yakın bir şekilde uydukları gözlenmiştir. Ölçüm sonuçları ve bunlara dayanarak derlenmiş bilgiler biraraya toplanarak tüm gazlar için geçerli olan **genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramı** elde edilmiştir. Bu diyagram Ek'te, daha hassas okuma yapabilmek için her biri farklı indirgenmiş basınç aralıklarını kapsayan üç bölüm halinde verilmiştir (Şekil A-30*a*, *b*, *c*). Sıkıştırılabilme diyagramını kullanabilmek için kritik-nokta değerlerinin bilinmesine gerek vardır. Bu diyagramdan elde edilen sonuçlar en çok yüzde 1-2 oranında hatalıdır.

Genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramından aşağıdaki gözlemler yapılabilir:

1 Çok düşük basınçlarda ($P_R << 1$) gazlar sıcaklık ne olursa olsun mükemmel gaz gibi davranırlar (Şekil 2-52).

2 Yüksek sıcaklıklarda ($T_R > 2$), basınç çok yüksek ($P_R >> 1$) olmadığı sürece gazlar mükemmel gaz gibi davranırlar.



ŞEKİL 2-51
Değişik gazlar için Z çarpanları [*Kaynak:* Gour-Jen Su, "Modified Law of Corresponding States," Ind. Eng. Chem. (Intern. ed.), 38:803 (1946)]

3 Mükemmel gaz davranışından uzaklaşma en çok kritik nokta yakınlarında olur (Şekil 2-53).

ÖRNEK 2-11

1 Mpa basınç ve 50 °C sıcaklıktaki soğutucu akışkan-12'nin özgül hacmini (*a*) soğutucu akışkan-12 tablolarını, (*b*) mükemmel gaz hal denklemini ve (*c*) genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramını kullanarak hesaplayın. Ayrıca (*b*) ve (*c*) şıklarındaki hatayı hesaplayın.

Çözüm Soğutucu akışkan-12'nin gaz sabiti, kritik basıncı ve kritik sıcaklığı Tablo A-1'den elde edilir:

$$R = 0.0688 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$P_{\text{cr}} = 4.01 \text{ MPa}$$

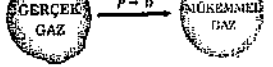
$$T_{\text{cr}} = 384.7 \text{ K}$$

(*a*) Verilen halde soğutucu akışkan-12'nin özgül hacmi Tablo A-13'ten bulunur:

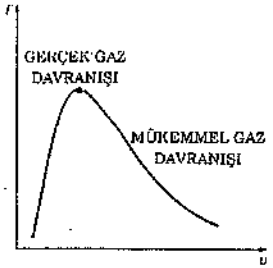
$$P = 1 \text{ MPa} \quad \text{ve} \quad T = 50\,^{\circ}\text{C} \quad \Rightarrow \quad v = 0.01837 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Bu değer deneyle bulunan değerdir ve en hassas olanıdır.

(*b*) Soğutucu akışkan-12'yi mükemmel gaz kabul ederek, özgül hacim 2-9 numaralı mükemmel gaz hal denkleminden hesaplanabilir:



ŞEKİL 2-52
Çok düşük basınçlarda, sıcaklıkları ne olursa olsun tüm gazlar mükemmel gaz davranışına yaklaşırlar.



ŞEKİL 2-53
Kritik nokta yakınlarında gazlar mükemmel gaz davranışından uzaklaşırlar.

$$v = \frac{RT}{P} = \frac{[0.0688\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](323\ \text{K})}{1000\ \text{kPa}} = 0.02222\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Böylece, soğutucu akışkan-12'yi mükemmel gaz kabul ederek hesaplanan özgül hacimdeki hata (0.02222 − 0.01837)/0.01837 = 0.208 veya yüzde 20.8'dir.

(c) Sıkıştırılabilme diyagramından düzeltme çarpanı Z'yi belirlemek için indirgenmiş basınç ve sıcaklığın hesaplanması gerekir:

$$P_R = \frac{P}{P_{cr}} = \frac{1\ \text{MPa}}{4.01\ \text{MPa}} = 0.249$$

$$T_R = \frac{T}{T_{cr}} = \frac{323\ \text{K}}{384.7\ \text{K}} = 0.840$$

Bu değerlerle Şekil A-30'dan $Z = 0.83$ bulunur. Böylece,

$$v = Zv_{\text{mükemmel}} = (0.83)(0.02222\ \text{m}^3/\text{kg}) = 0.01844\ \text{m}^3/\text{kg}$$

olur. Bu sonuçtaki hata yüzde 1'den azdır. Bu nedenle tablolara kolaylıkla erişilemediği durumlarda genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramı güvenle kullanılabilir.

$$\left.\begin{aligned} P_R &= \frac{P}{P_{cr}} \\ v_R &= \frac{v}{RT_{cr}/P_{cr}} \end{aligned}\right\} Z = \ldots \quad \text{(Şekil A-30)}$$

ŞEKİL 2-54
Sıkıştırılabilme çarpanı P_R ve v_R'den de hesaplanabilir.

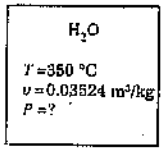
P ve T yerine P ve v, veya T ve v verildiği zaman genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramı verilmeyen üçüncü özeliği hesaplamak için kullanılabilir, fakat deneme yanılma gerekecektir. Bu nedenle, **sanki-indirgenmiş özgül hacim** (v_R) adı verilen üçüncü bir indirgenmiş özelik tanımlanmıştır:

$$v_R = \frac{v_{\text{gerçek}}}{RT_{cr}/P_{cr}} \tag{2-21}$$

v_R'nin P_R ve T_R'den farklı bir biçimde tanımlandığı not edilmelidir. v_R, v_{cr} ile değil P_{cr} ve T_{cr} ile ilişkilidir. Sıkıştırılabilme diyagramlarında sabit v_R eğrileri de yer almaktadır. Bu şekilde T ve P'yi hesaplamak için zaman alıcı deneme yanılma işlemine başvurma zorunluluğu ortadan kalkar (Şekil 2-54).

ÖRNEK 2-12

Sıcaklığı 350 °C ve özgül hacmi 0.03524 m³/kg olan su buharının basıncını, (a) buhar tablolarını, (b) mükemmel gaz hal denklemini ve (c) sıkıştırılabilme diyagramını kullanarak belirleyin.



ŞEKİL 2-55
Örnek 2-12 için genel çizim.

Çözüm Sistemin genel çizimi Şekil 2-55'te verilmiştir. Su buharının gaz sabiti, kritik basıncı ve kritik sıcaklığı Tablo A-1'den elde edilir:

$$R = 0.4615\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})$$
$$P_{cr} = 22.09\ \text{MPa}$$
$$T_{cr} = 647.3\ \text{K}$$

(a) Verilen halde su buharının basıncı Tablo A-6'dan bulunur:

$v = 0.03524\ \text{m}^3/\text{kg}$ ve $T = 350\ ^\circ\text{C} \Rightarrow P = 7000\ \text{kPa}$

Bu değer deneyle bulunan değerdir ve en hassas olanıdır.

(b) Su buharını mükemmel gaz kabul ederek, özgül hacim 2-9 numaralı mükemmel gaz hal denkleminden hesaplanabilir:

$$P = \frac{RT}{v} = \frac{[0.4615\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](623\ \text{K})}{0.03524\ \text{m}^3/\text{kg}} = 8158.8\ \text{kPa}$$

Böylece, su buharını mükemmel gaz kabul ederek hesaplanan basınçtaki hata (8158.8 − 7000)/7000 = 0.142 veya yüzde 14.2'dir.

(c) Sıkıştırılabilme diyagramından (Şekil A-30) düzeltme çarpanı Z'yi belirlemek için sanki indirgenmiş özgül hacim ve indirgenmiş sıcaklığın hesaplanması gerekir:

$$v_R = \frac{v_{\text{gerçek}}}{RT_{cr}/P_{cr}} = \frac{(0.03524\ \text{m}^3/\text{kg})(22090\ \text{kPa})}{[0.4615\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](623\ \text{K})} = 2.7075$$

$$T_R = \frac{T}{T_{cr}} = \frac{623\ \text{K}}{647.3\ \text{K}} = 0.962$$

Bu değerleri kullanarak, Şekil A-30'dan $P_R = 0.31$ bulunur. Böylece,

$$P = P_R P_{cr} = (0.31)(22090\ \text{kPa}) = 6847.9\ \text{kPa}$$

olur. Sıkıştırılabilme diyagramının kullanımı hatanın yüzde 14.2'den yüzde 2.17'ye inmesini sağlamıştır (Şekil 2-56). Bu hata çoğu mühendislik uygulamasında kabul edilebilir bir hatadır. Doğal olarak, daha büyük bir diyagram daha hassas okuma yapabilmemizi sağlayacaktır. Dikkat edilirse, P_R sıkıştırılabilme diyagramından doğrudan okunabildiği için, Z'nin ayrıca bulunmasına gerek kalmamıştır.

	P, kPa
Tam	7000
Z diyag.	6847.9
Mük. Gaz	8158.8

(Örnek 2-12'den)

ŞEKİL 2-56
Sıkıştırılabilme diyagramı kullanılarak elde edilen sonuçlar, deneysel olarak bulunan değerlere yakındır.

2-9 ■ DİĞER HAL DENKLEMLERİ

Mükemmel gaz hal denklemi basit olmakla birlikte kullanım alanı sınırlıdır. Maddelerin P-v-T ilişkilerini daha geniş sınırlar içinde herhangi bir kısıtlama olmadan ifade eden hal denklemlerine gerek duyulur. Bu denklemler doğal olarak daha karmaşıktır. Bu amaçla önerilen çok sayıda denklem vardır (Şekil 2-57), fakat burada sadece üçü ele alınacaktır. *Van der Waals* denklemi, bu denklemler içinde en eskisi olduğu için incelenecektir. *Beattie-Bridgeman* denklemi hassas sonuçlar veren ve bilinen bir denklem olduğu için ele alınacaktır. *Benedict-Webb-Rubin* denklemi ise hem en yenilerden biri hem de çok hassas olduğu için incelenecektir.

van der Waals
Berthelot
Redlich-Kwang
Beattie-Bridgeman
Benedict-Webb-Rubin
Stobridge
Etki katsayılı

ŞEKİL 2-57
Tarih boyunca çeşitli hal denklemleri öne sürülmüştür.

Van der Waals Hal Denklemi

Van der Waals hal denklemi 1873 yılında önerilmiştir ve maddenin kritik noktadaki davranışından belirlenen iki sabiti vardır. Van der Waals denklemi aşağıda verilmiştir:

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \tag{2-22}$$

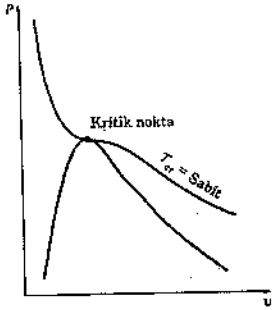
Van der Waals, mükemmel gaz hal denkleminde gözönüne alınmayan iki etkiyi hesaba katarak, mükemmel gaz hal denklemini iyileştirmeyi amaçlamıştı. Bunlar molekülleri birbirine çeken kuvvetler ve moleküllerin kapladığı hacimdi. Denklemdeki a/v^2 terimi moleküller arası kuvvetleri, b terimi ise gaz moleküllerinin kapladığı hacmi hesaba katar. Atmosfer basınç ve sıcaklığındaki bir odada gaz moleküllerinin kapladığı hacim oda hacminin binde biri kadardır. Basınç arttıkça moleküller tarafından doldurulan hacim toplam hacmin önemli bir bölümü olmaya başlar. Van der Waals bu durumu, mükemmel gaz hal denkleminde v yerine $v - b$ kullanarak gözönüne almıştır. Burada b gaz moleküllerinin birim kütlesinin kapladığı hacimdir.

Bu denklemde yer alan iki sabitin değerleri kritik noktadan geçen eşsıcaklık eğrisinin birinci ve ikinci türevlerinin sıfır olduğu gözlemine dayanarak bulunur (Şekil 2-58). Bu nedenle kritik noktada P'nin v'ye göre birinci ve ikinci türevleri sıfıra eşitlenirse,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_{T=T_{cr}\,=\,\text{sabit}} = 0 \quad \text{ve} \quad \left(\frac{\partial^2 P}{\partial v^2}\right)_{T=T_{cr}\,=\,\text{sabit}} \tag{2-23}$$

elde edilir. İşlemler yapılır ve v_{cr} yok edilirse, a ve b katsayıları belirlenir:

$$a = \frac{27R^2T_{cr}^{\ 2}}{64P_{cr}} \quad \text{ve} \quad b = \frac{RT_{cr}}{8P_{cr}} \tag{2-24}$$



ŞEKİL 2-58
Saf maddenin kritik noktadan geçen sabit sıcaklık eğrisinin birinci ve ikinci türevleri sıfırdır.

a ve b sabitleri herhangi bir madde için, bu denklemler kullanılarak kritik-nokta bilgilerinden elde edilebilir (Tablo A-1).

Van der Waals hal denkleminin hassaslığı genellikle yetersizdir, fakat sadece kritik nokta yerine, gerçek gazın daha geniş bir aralıktaki davranışı gözlenerek bulunacak a ve b değerleri ile hassaslık bir ölçüde artırılabilir. Eksiklerine rağmen van der Waals denklemi, gerçek gazların davranışlarını modellemeye yönelik ilk çaba olduğundan tarihi bir öneme sahiptir. Van der Waals hal denklemi mol miktarına dayalı birimlerle de ifade edilebilir, bunun için 2-22 numaralı denklemdeki v yerine $\overline{v}$, 2-22 ve 2-24 numaralı denklemlerde de R yerine R_u yazmak gerekir.

Beattie-Bridgeman Hal Denklemi

1928'de önerilen Beattie-Bridgeman denklemi, deneysel olarak saptanan beş sabite dayalı bir denklemdir:

$$P = \frac{R_u T}{\overline{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\overline{v}T^3}\right)(\overline{v} + B) - \frac{A}{\overline{v}^2} \tag{2-25}$$

Burada

$$A = A_0\left(1 - \frac{a}{\overline{v}}\right) \quad \text{ve} \quad B = B_0\left(1 - \frac{b}{\overline{v}}\right) \tag{2-26}$$

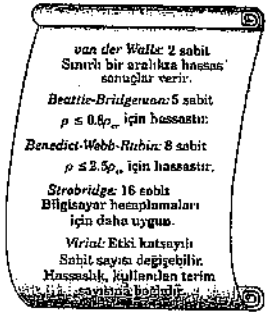
olmaktadır. Yukarıdaki denklemde yer alan sabitlerin değişik maddeler için değerleri Tablo A-29a'da verilmiştir. Beattie-Bridgeman denklemi $0.8\rho_{cr}$'ye kadar olan yoğunluklar için oldukça hassas sonuçlar verir. ρ_{cr} maddenin kritik noktadaki yoğunluğudur.

Benedict-Webb-Rubin Hal Denklemi

Benedict, Webb ve Rubin, Beattie-Bridgeman deklemini sabit sayısını sekize çıkararak geliştirdiler. Bu denklem aşağıda verilmiştir:

$$P = \frac{R_u T}{\overline{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\overline{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\overline{v}^3} + \frac{a\alpha}{\overline{v}^6} + \frac{c}{\overline{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\overline{v}^2}\right)e^{-\gamma/\overline{v}^2} \tag{2-27}$$

Bu denklemde yer alan sabitlerin değerleri Tablo A-29b'de verilmiştir. Bu denklem yoğunluğu 2.5 ρ_{cr}'ye kadar olan maddelere uygulanabilir. 1962 yılında Strobridge bu denklemi daha da geliştirerek, sabit sayısını 16'ya çıkarmıştır (Şekil 2-59).



ŞEKİL 2-59
Karmaşık hal denklemleri gazların P-v-T davranışlarını geniş bir aralıkta hassas bir biçimde belirler.

Etki Katsayılı Hal Denklemi

Bir maddenin hal denklemi seri toplamı olarak da ifade edilebilir:

$$P = \frac{RT}{v} + \frac{a(T)}{v^2} + \frac{b(T)}{v^3} + \frac{c(T)}{v^4} + \frac{d(T)}{v^5} + \cdots \tag{2-28}$$

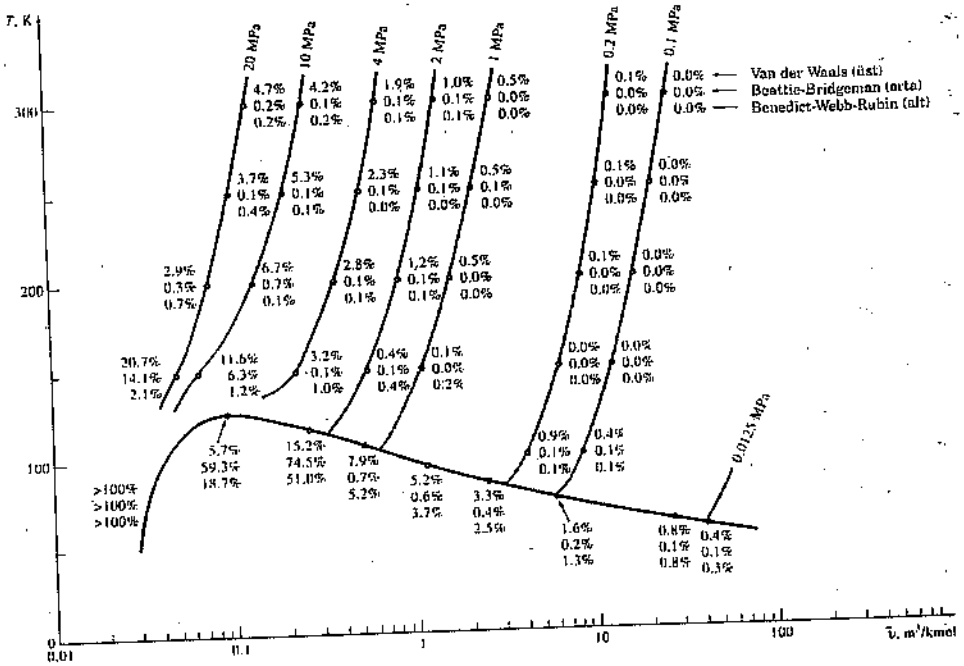
Bu ve buna benzer denklemler *etki katsayılı (virial) hal denklemleri*, sadece sıcaklığın fonksiyonu olan $a(T)$, $b(T)$, $c(T)$, ... ve benzeri katsayılar da *etki katsayıları* diye adlandırılır. Bu katsayılar deneysel olarak veya istatistik mekanikten teorik olarak elde edilebilir. Doğal olarak basınç sıfıra giderken etki katsayıları da sıfıra yaklaşacak, böylece denklem mükemmel gaz hal denklemine indirgenmiş olacaktır. Bir maddenin P-v-T ilişkisi, etki katsayılı hal denklemini kullanarak ve yeterli sayıda terim alarak, daha geniş bir aralıkta hassas olarak ifade edilebilir. Yukarıda açıklanan tüm denklemler maddenin gaz fazına uygulanmalıdır. Bu nedenle sıvı fazı veya sıvı-buhar karışımı için kullanılmamalıdır.

Bir maddenin P-v-T ilişkisini karmaşık hal denklemleriyle ifade etmek ve hesapları bir bilgisayar aracılığıyla yapmak mümkündür. El hesapları için daha basit hal denklemleri veya özelik tablolarının kullanımı tercih edilmelidir. Bu özellikle özgül hacmin hesaplanması gerektiğinde geçerlidir, çünkü deneme yanılma işlemi gerekecektir. Van der Waals, Beattie-Bridgeman ve Benedict-Webb-Rubin denklemlerinin hassaslıkları Şekil 2-60'da karşılaştırılmıştır. Bu şekilden, Benedict-Webb-Rubin hal denkleminin diğerlerinden daha hassas olduğu açıkça görülmektedir.

ÖRNEK 2-13

Sıcaklığı 175 K ve özgül hacmi 0.00375 m^3/kg olan azot gazının basıncını (a) mükemmel gaz hal denklemini, (b) van der Waals hal denklemini, (c) Beattie-Bridgeman hal denklemini ve (d) Benedict-Webb-Rubin hal denklemini kullanarak hesaplayın. Bulunan değerleri, deneyle elde edilen 10000 kPa değeriyle karşılaştırın.

Çözüm (a) Basınç mükemmel gaz hal denklemi (2-9 numaralı denklem) ile hesaplanırsa,



ŞEKİL 2-60
Değişik hal denklemlerinin azot için verdikleri sonuçlardaki yüzde hata:
$\%\text{hata} = |(v_{\text{tablo}} - v_{\text{denklem}})/v_{\text{tablo}}| \times 100$

$$P = \frac{RT}{v} = \frac{(0.289\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K}))(175\ \text{K})}{0.00375\ \text{m}^3/\text{kg}} = 13860\ \text{kPa}$$

bulunur. Hata yüzde 38.6'dır.

(*b* Azot için van der Waals sabitleri 2-24 numaralı denklemden hesaplanır:

$$a = 0.175\ \text{m}^6\cdot\text{kPa/kg}^2$$

$$b = 0.00138\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Bu sabitler 2-22 numaralı van der Waals hal denkleminde yerine konursa:

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2} = 9465\ \text{kPa}$$

(c) Azot için Beattie-Bridgeman hal denkleminin sabitleri Tablo A-29a'dan bulunur:

$$A = 102.29$$

$$B = 0.05378$$

$$c = 4.2 \times 10^4$$

Ayrıca, $\bar{v} = Mv = (28.013\ \text{kg/kmol})(0.00375\ \text{m}^3/\text{kg}) = 0.10505\ \text{m}^3/\text{kmol}$. Bu değerler 2-25 numaralı denklemde yerine konursa,

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v}+B) - \frac{A}{\bar{v}^2} = 10110\ \text{kPa}$$

elde edilir. Hata yüzde 1.1'dir.

(*d*) Azot için Benedict-Webb-Rubin denkleminin sabitleri Tablo A-29b'den elde edilir:

$a = 2.54$	$A_0 = 106.73$
$b = 0.002328$	$B_0 = 0.04074$
$c = 7.379 \times 10^4$	$C_0 = 8.164 \times 10^5$
$\alpha = 1.272 \times 10^{-4}$	$\gamma = 0.0053$

Bu değerler 2-27 numaralı denklemde yerine konursa:

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2}$$

$$= 10009\ \text{kPa}$$

elde edilir. Hata sadece yüzde 0.09'dur. Benedict-Webb-Rubin denkleminin hassaslığı bu örnekte açıkça görülmektedir.

2-10 ■ ÖZET

Sabit ve düzgün dağılı bir kimyasal bileşime sahip olan maddeye *saf madde* adı verilir. İçerdiği enerjinin düzeyine bağlı olarak, saf madde değişik fazlarda bulunabilir. Sıvı fazında buharlaşma başlangıcında olmayan madde *sıkıştırılmış sıvı* veya *soğutulmuş sıvı*dır. Gaz fazında yoğuşma başlangıcında olmayan madde ise *kızgın buhar* diye bilinir. Bir faz değiştirme işlemi sırasında, saf maddenin basıncı ve sıcaklığı birbirine bağlı özeliklerdir. Verilen bir basınçta saf madde *doyma sıcaklığı* adı verilen belirli bir sıcaklıkta buharlaşır. Faz değişimi sırasında sıvı ve buhar fazları birarada dengede bulunurlar, bu karışımdaki sıvı *doymuş sıvı*, buhar ise *doymuş buhar* diye adlandırılır.

Doymuş sıvı buhar karışımında buhar kütlesinin toplam kütleye oranı *kuruluk derecesi* diye tanımlanır:

$$x = \frac{m_{\text{buhar}}}{m_{\text{toplam}}} \tag{2-3}$$

Kuruluk derecesi 0 (doymuş sıvı) ile 1 (doymuş buhar) arasında değerler alabilir. Kuruluk derecesi sıkıştırılmış sıvı veya kızgın buhar bölgelerinde hiçbir anlam taşımaz. Doymuş sıvı buhar karışımı bölgesinde herhangi bir yeğin özelik y'nin değeri

$$y = y_f + xy_{fg} \tag{2-8}$$

bağıntısıyla verilir. Burada f indisi doymuş sıvıyı, g indisi ise doymuş buharı göstermektedir.

Sıkıştırılmış sıvıyla ilgili bilginin yokluğunda, sıkıştırılmış sıvı özelikleri yaklaşık olarak aynı *sıcaklık*taki doymuş sıvının özeliklerine eşit

alınabilir:

$$y \cong y_{f,T}$$

Burada y, özgül hacim, iç enerji, entalpi gibi özeliklerden herhangi birini simgelemektedir.

Kritik noktanın ötesinde buharlaşma belirgin değildir. Buharlaşmanın belirgin olmadığı hale *kritik nokta* denir. Kritik basıncının üzerindeki basınçlarda, madde yavaş yavaş genişleyerek sıvı fazından buhar fazına geçer. Üçlü nokta sıcaklığı ve basıncıyla belirlenen denge hallerinde maddenin her üç fazı birlikte bulunurlar. Bu haller P-v-T yüzeyinde üçlü doğruyu oluşturur. Değişik maddelerin bazı özelikleri Ek'te tablolarla verilmiştir. Tablolar incelendiği zaman, verilen bir basınçta veya sıcaklıkta sıkıştırılmış sıvı halinden kızgın buhar haline geçerken maddenin v, u, h gibi özeliklerinde artışlar olduğu görülür.

Bir maddenin basıncı, sıcaklığı ve özgül hacmi arasındaki ilişkiyi ifade eden denkleme *hal denklemi* adı verilir. En basit ve en çok bilinen hal denklemi *mükemmel gaz hal denklemi*dir. Bu denklem aşağıda gösterilmiştir:

$$Pv = RT \tag{2-9}$$

Burada R gaz sabitidir. Mükemmel gaz sanal bir madde olduğundan 2-9 denklemi dikkatle kullanılmalıdır. Gerçek gazlar düşük basınçlar ve yüksek sıcaklıklarda mükemmel gaz davranışı gösterirler.

Gerçek gazların mükemmel gaz davranışından sapması, *sıkıştırılabilme çarpanı* Z tanımlanarak hesaplanabilir:

$$Z = \frac{Pv}{RT} \qquad \text{veya} \qquad Z = \frac{v_{\text{gerçek}}}{v_{\text{mükemmel}}} \tag{2-17, 2-19}$$

Z çarpanı *indirgenmiş basınç ve sıcaklıklarda* tüm gazlar için yaklaşık olarak aynıdır. İndirgenmiş basınç ve sıcaklık şu şekilde tanımlanır:

$$T_R = \frac{T}{T_{cr}} \qquad \text{ve} \qquad P_R = \frac{P}{P_{cr}} \tag{2-20}$$

Burada P_{cr} ve T_{cr} sırasıyla kritik basınç ve sıcaklığı göstermektedir. Yukarıda belirtilen olgu *karşılıklı haller ilkesi* olarak bilinir. P veya T 'den biri bilinmediği zaman, sıkıştırılabilme diyagramından *sanki-indirgenmiş özgül hacim* kullanılarak bulunabilir:

$$v_R = \frac{v_{\text{gerçek}}}{RT_{cr}/P_{cr}} \tag{2-21}$$

Bir maddenin P-v-T davranışı daha karmaşık fakat hassas hal denklemleriyle ifade edilebilir. Bu denklemlerden en çok bilinen üçü şunlardır:

van der Waals :
$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \tag{2-22}$$

burada
$$a = \frac{27R^2T_{cr}^{\ 2}}{64P_{cr}} \qquad \text{ve} \qquad b = \frac{RT_{cr}}{8P_{cr}} \tag{2-24}$$

olmaktadır.

Beattie-Bridgeman:
$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}\,T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} \tag{2-25}$$

burada
$$A = A_o\left(1 - \frac{a}{\bar{v}}\right) \qquad \text{ve} \qquad B = B_o\left(1 - \frac{b}{\bar{v}}\right) \tag{2-26}$$

olmaktadır.

Benedict-Webb-Rubin:

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{aa}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2} \tag{2-27}$$

Beattie-Bridgeman ve Benedict-Webb-Rubin denklemlerinde yer alan sabitler, değişik maddeler için Tablo A-29'da verilmiştir.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, 1988.

2 M. D. Burghardt, *Engineering Thermodynamics With Appplications*, Harper and Row, New York, 1986.

3 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Basım, Wiley, New York, 1986.

4 J. R. Howell ve R. O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, McGraw-Hill, New York, 1987.

5 G. J. Van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Basım, Wiley, New York, 1985.

6 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Basım, McGraw-Hill, New York, 1988.

PROBLEMLER*

Saf maddeler, Faz Değişiminin Gerçekleştiği Hal Değişimleri, Faz Diyagramları

2-1K Şekerli çay saf bir madde sayılabilir mi? Açıklayın.

2-2K Buzlu su saf bir madde midir? Neden?

2-3K Doymuş sıvı ile sıkıştırılmış sıvı arasındaki fark nedir?

2-4K Doymuş buhar ile kızgın buhar arasındaki fark nedir?

* Öğrencilerin tüm kavram "K" sorularını çözmeleri önerilir.

2-5K Belirli bir sıcaklıktaki doymuş buharın özelikleriyle aynı sıcaklıktaki bir sıvı-buhar karışımının buhar fazının özelikleri arasında fark var mıdır?

2-6K Belirli bir sıcaklıktaki doymuş sıvının özelikleri ile aynı sıcaklıktaki doymuş sıvı-buhar karışımının sıvı fazının özelikleri arasında fark var mıdır?

2-7K Basınç yükseldikçe suyun daha yüksek sıcaklıklarda kaynadığı doğru mudur? Açıklayın.

2-8K Bir maddeyi buharlaştırırken basıncı yükseltilirse, sıcaklığı artar mı, yoksa sabit mi kalır? Neden?

2-9K Doymuş sıvı-buhar karışımı bölgesinde sıcaklık ve basınç neden birbirine bağlı özeliklerdir?

2-10K Kritik nokta ile üçlü nokta arasındaki fark nedir?

2-11K –10 °C'de su buharı olabilir mi?

2-12K Bir ev erkeği mutfakta ailesi için yemek yapmaktadır. Pişirme işini en kısa sürede hangi yolla gerçekleştirebilir? (*a*) Üstü açık tencereyle, (*b*) üstü hafif bir kapakla kapatılmış tencereyle, (*c*) üstü ağır bir kapakla kapatılmış tencereyle. Açıklayın.

2-13K Sabit hacimli kapalı bir kapta bir miktar sıvı su bulunmaktadır. Kabın geri kalan bölümü atmosfer basıncında havayla doludur. Sıcaklığını artırmadan suyu kaynatmak olası mıdır? Nasıl?

2-14K Sızdırmazlığı iyi bir biçimde sağlanmış sabit hacimli kapalı bir kapta bir miktar su ve atmosfer basıncında hava bulunmaktadır. Kap ısıtılmakta ve su kaynamaya başlamaktadır. Kap içindeki sıcaklık kaynama sırasında sizce sabit kalır mı?

2-15K Kritik basıncın üzerindeki bir basınçta gerçekleşen bir kaynama işlemi, kritik basıncın altındaki bir basınçta gerçekleşen kaynama işleminden hangi bakımlardan farklıdır?

Özelik Tabloları

2-16K Saf bir maddenin entalpisi, u, P ve v değerleri biliniyorsa nasıl hesaplanır?

2-17K Bir maddenin özeliklerini ifade etmek için seçilen referans noktasının termodinamik çözümlemeye etkisi olur mu? Neden?

2-18K h_{ig}'nin fiziksel anlamı ve önemi nedir? Doymuş sıvının (h_f) ve doymuş buharın (h_g) entalpileri biliniyorsa nasıl hesaplanır?

2-19K 100 °C sıcaklıkta doymuş sıvı halinde 1 kg suyu buharlaştırmak için gerekli enerjinin, 120 °C sıcaklıkta doymuş sıvı halinde 1 kg suyu buharlaştırmak için gerekli enerjiden daha büyük olduğu doğru mudur?

2-20K Kuruluk derecesi nedir? Kızgın buhar bölgesinde kuruluk derecesinin anlamı nedir?

2-21K Aşağıda belirtilen işlemlerden hangisi daha fazla enerji gerektirir? (*a*) 1 atm basınçta 1 kg doymuş sıvı halinde suyu tümüyle buharlaştırmak, (*b*) 8 atm basınçta 1 kg doymuş sıvı halinde suyu tümüyle buharlaştırmak.

2-22K h_{ig} basınca bağlı olarak değişir mi? Nasıl?

2-23K Kuruluk derecesi, buhar fazının hacminin toplam hacme oranı olarak ifade edilebilir mi?

2-24K Sıkıştırılmış sıvı tablolarının yokluğunda, verilen basınç ve sıcaklıkta bir sıkıştırılmış sıvının özgül hacmi nasıl bulunabilir?

2-25 H_2O için aşağıdaki tabloyu doldurun.

T, °C	P, kPa	v, m3/kg	Faz açıklaması
50	12,349	416	Islak buhar
120,23	200	0,8857	Doymuş buhar
250	400		Kızgın
110	600		

gaz = buhar

2-26 H_2O için aşağıdaki tabloyu doldurun.

T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	Faz açıklaması
130		2300	
	600		Doymuş sıvı
400	500	2960	Kızgın buhar
90	700		Islak buhar

$u = u_f + x u_{fg}$

2-27 H_2O için aşağıdaki tabloyu doldurun.

T, °C	P, kPa	h, kJ/kg	x	Faz açıklaması
	325		0.4	
160	612 kPa	1682		Islak buhar
	950		0.0	
80	500			
	800	3161.7		

Kesinlikle doymuş

2-28 Soğutucu akışkan-12 için aşağıdaki tabloyu doldurun.

T, °C	P, kPa	v, m³/kg	Faz açıklaması
–10	600	0053	Sıkıştırılmış sıvı
20		0.022	
1/11	320		Doymuş buhar
100	600		

2-29 Soğutucu akışkan-12 için aşağıdaki tabloyu doldurun.

T, °C	P, kPa	v, kJ/kg	Faz açıklaması
30		120	
−10			Doymuş sıvı
	400	200	
8	600		

2-30 Soğutucu akışkan-12 için aşağıdaki tabloyu doldurun.

T, °C	P, kPa	h, kJ/kg	x	Faz açıklaması
	240	81		
4			0.27	
-20	500			
	1400	262		
20			1.0	

2-31 H_2O için aşağıdaki tabloyu doldurun.

T, °C	P, kPa	v, m³/kg	Faz açıklaması
125		0.53	
	1000		Doymuş sıvı
25	750		
500		0.130	

2-32 H_2O için aşağıdaki tabloyu doldurun.

T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	Faz açıklaması
	325	2452	
170			Doymuş buhar
190	2000		
	4000	3040	

2-33 Deniz düzeyinden yüksekliği 1610 m olan Ağrı'da ortalama atmosfer basıncı 83.4 kPa'dir. Ağrı'da üstü açık bir çaydanlıkta suyun hangi sıcaklıkta kaynayacağını bulun. *Çözüm:* 94.4 °C.

2-34 5 cm derinliğindeki bir kapta suyun 98 °C sıcaklıkta kaynadığı gözlenmektedir. 40 cm derinliğindeki bir kapta suyun hangi sıcaklıkta kaynayacağını bulun. Her iki kabın da aynı yerde bulunduklarını ve suyla dolu olduklarını kabul edin.

2-35 İç çapı 20 cm olan bir tencere suyla doldurulup, 4 kg kütlesi olan bir kapakla kapatılmıştır. Yerel atmosfer basıncı 101 kPa olduğuna göre suyun hangi sıcaklıkta kaynamaya başlayacağını hesaplayın. *Çözüm:* 100.2 °C.

2-36 Su bir piston-silindir düzeneğinde ısıtılmaktadır. Pistonun kütlesi 20 kg olup, kesit alanı 100 cm² 'dir. Atmosfer basıncı 100 kPa olduğuna göre, suyun hangi sıcaklıkta kaynayacağını hesaplayın.

2-37 Hacmi 2.5 m³ olan, sabit hacimli kapalı bir kapta 75 °C sıcaklıkta 5 kg doymuş sıvı-buhar karışımı su bulunmaktadır. Su yavaş yavaş ısıtılırsa, kaptaki suyun tamamının buharlaştığı sıcaklığı hesaplayın. Hal değişimini T-v diyagramında doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerini de göstererek çizin. *Çözüm:* 140.7 °C.

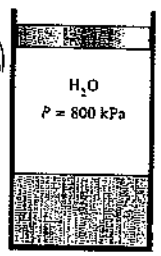
2-38 Sabit hacimli bir kapta 900 kPa basınç ve 80 °C sıcaklıkta 2 kg soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Kabın hacmini ve soğutucu akışkan-12'nin toplam iç enerjisini hesaplayın. *Çözüm:* 0.0481 m³, 424.7 kJ.

2-39 200 litre hacmi olan bir kapta 150 Kpa basınçta 5 kg su bulunmaktadır. Suyun, (*a*) sıcaklığını, (*b*) toplam entalpisini ve (*c*) her fazının kütlesini hesaplayın.

2-40 0.5 m³ hacmi olan bir kapta, −20 °C sıcaklıkta 10 kg soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Soğutucu akışkan-12'nin (*a*) basıncını, (*b*) toplam iç enerjisini ve (*c*) sıvı fazının kapladığı hacmi hesaplayın. *Çözüm:* (*a*)150.93 kPa, (*b*) 836.5 kJ, (*c*) 0.00373 m³.

2-41 800 kPa basınçta, doymuş sıvı buhar karışımı su bir piston silindir düzeneğinde bulunmaktadır. Sıvı fazının hacmi 0.1 m³, buhar fazının hacmi 0.9 m³ 'tür. Daha sonra sisteme sabit basınçta ısı geçişi olmakta ve sıcaklık 350 °C'ye yükselmektedir. Suyun,

(*a*) İlk haldeki sıcaklığını,
(*b*) Toplam kütlesini,
(*c*) Son haldeki hacmini hesaplayın.
(*d*) Hal değişimini P-v diyagramında, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerini de göstererek çizin.



ŞEKİL P2-41

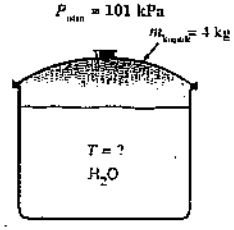
2-42 1 Mpa basınç ve 300 °C sıcaklıktaki kızgın su buharı sabit hacimde 150 °C sıcaklığa soğutulmaktadır. Son halde suyun (*a*) basıncını, (*b*) kuruluk derecesini, (*c*) entalpisini belirleyin. Ayrıca hal değişimini T-v diyagramında, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerini de göstererek çizin. *Çözüm:* (*a*) 475.8 kPa, (*b*) 0.656, (*c*) 2030.5 kJ/kg.

2-43 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 25 °C sıcaklık ve 300 kPa basınçta 50 L su bulunmaktadır. Daha sonra su sabit basınçta tümüyle buharlaşana kadar ısıtılmaktadır.

(*a*) Suyun kütlesini,
(*b*) Son haldeki sıcaklığını,
(*c*) Hal değişimi sırasındaki toplam entalpi değişimini hesaplayın.
(*d*) Hal değişimini T-v diyagramında, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerini de göstererek çizin.

Çözüm: (*a*) 49.85 kg, (*b*) 133.55 °C , (*c*) 130627 kJ.

2-44 0.5 m³ hacmi olan sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 100 °C sıcaklıkta doymuş sıvı-buhar karışımı su bulunmaktadır. Daha



ŞEKİL P2-35

sonra su kritik noktaya kadar ısıtılmaktadır. İlk halde sıvı fazındaki suyun kütlesini ve kapladığı hacmi hesaplayın.
Çözüm: 158.28 kg, 0.165 m^3.

2-45 100 °C sıcaklık ve 15 Mpa basınçta, sıkıştırılmış sıvı suyun özgül hacmini, iç enerjisini ve entalpisini aynı sıcaklıktaki doymuş sıvının özeliklerine eşit kabul ederek bulun. Bulduğunuz değerleri sıkıştırılmış sıvı tablosundaki değerlerle karşılaştırın.

2-46 0.5 m^3 hacmi olan sabit hacimli bir kapta 200 kPa basınçta doymuş sıvı-buhar karışımı soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Sıvı fazı toplam hacmin yüzde 10'unu kapladığına göre, soğutucu akışkanın kuruluk derecesini ve toplam kütlesini hesaplayın.

2-47 Bir piston-silindir düzeneğinde 300 °C sıcaklık ve 1 Mpa basınçta 0.8 kg su buharı bulunmaktadır. Sistem su buharı kütlesinin yarısı yoğuşana kadar soğutulmaktadır.
(*a*) Hal değişimini T-*v* diyagramında gösterin.
(*b*) Son haldeki sıcaklığı bulun.
(*c*) Hacimdeki değişimi hesaplayın.

2-48 Sabit hacimli kapalı bir kapta 300 °C sıcaklıkta ve bilinmeyen bir basınçta su buharı bulunmaktadır. Kap soğutulup, sıcaklık 180 °C' ye düştüğünde su buharının yoğuşmaya başladığı görülmektedir. İlk haldeki basıncı yaklaşık olarak belirleyin. *Çözüm:* 1.325 Mpa.

Mükemmel Gaz

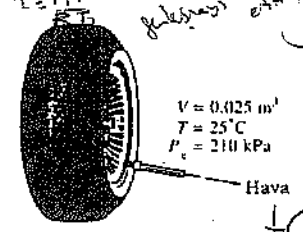
2-49K Mükemmel gaz kabulü hangi koşullarda gerçek gazlar için geçerlidir?

2-50K R ile R_u arasındaki fark nedir? İkisi arasındaki bağıntıyı yazın.

2-51K Kütle ile mol kütlesi arasındaki fark nedir? İkisi arasındaki bağıntıyı yazın.

2-52 6 m çapında küresel bir balon 20 °C sıcaklık ve 200 kPa basınçta helyum gazı ile doldurulmuştur. Balondaki helyumun mol miktarını ve kütlesini hesaplayın. *Çözüm:* 9.28 kmol, 37.15 kg.

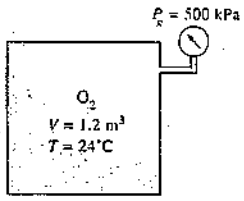
2-53 Bir otomobil lastiğindeki basınç, lastik içindeki havanın sıcaklığına bağlıdır. Hava sıcaklığı 25 °C iken, basınç göstergesi 210 kPa değerini göstermektedir. Lastiğin hacmi 0.025 m^3 olduğuna göre, hava sıcaklığı 50 °C'ye yükseldiği zaman basıncın ne olacağını hesaplayın. Ayrıca bu sıcaklıkta, basıncı ilk değerine getirmek için ne kadar havanın dışarı atılması gerektiğini bulun. Atmosfer basıncını 100 kPa kabul edin.



ŞEKİL P2-53

2-54 Hacmi 0.015 m^3 olan bir otomobil lastiğindeki havanın sıcaklığı 30 °C, gösterge basıncı 150 kPa'dir. Basıncı, önerilen değer olan 200 kPa gösterge değerine yükseltmek için pompalanması gerekli hava kütlesini bulun. Atmosfer basıncının 98 kPa olduğunu, sıcaklık ve hacmin sabit kaldığını kabul edin.

2-55 1.2 m^3 hacmi olan bir oksijen tankına bağlanan bir basınç göstergesinde 500 kPa değeri okunmaktadır. Tank içindeki sıcaklık 24 °C ve atmosfer basıncı 97 kPa olduğuna göre, tanktaki oksijen kütlesini hesaplayın.

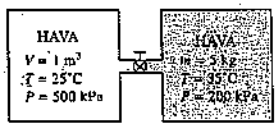


ŞEKİL P2-55

2-56 Sabit hacimli bir kapta 20 °C sıcaklık ve 150 kPa basınçta 10 kg hava bulunmaktadır. Kaba hava basılmakta ve sonuçta basınç 250 kPa ve sıcaklık 30 °C olmaktadır. Kaba basılan havanın kütlesini hesaplayın. *Çözüm:* 6.12 kg.

2-57 800 L hacmi olan kapalı bir kapta 25 °C sıcaklıkta 10 kg hava bulunmaktadır. Atmosfer basıncı 97 kPa olduğuna göre, depoya bağlanacak bir basınç göstergesinde okunacak değer ne olur?

2-58 İçinde 25 °C sıcaklıkta ve 500 kPa basınçta hava bulunan 1 m^3 hacminde kapalı bir kapla, içinde 35 °C sıcaklıkta ve 200 kPa basınçta 5 kg hava bulunan başka bir kapalı kap, üzerinde vana bulunan bir boruyla birleştirilmiştir (Şekil P2-58). Vana başlangıçta kapalıdır. Daha sonra vana açılmakta ve sistem hem kendi içinde mekanik dengeye hem de 20 °C sıcaklıktaki çevreyle ısıl dengeye gelmektedir. İkinci kabın hacmini ve son halde havanın basıncını hesaplayın. *Çözüm:* 284.1 kPa.



ŞEKİL P2-58

Sıkıştırılabilme Çarpanı

2-59K Sıkıştırılabilme çarpanı Z 'nin fiziksel anlamı ve önemi nedir ?

2-60K Karşılıklı haller ilkesi neyi ifade eder ?

2-61K İndirgenmiş basınç ve indirgenmiş sıcaklık nasıl tanımlanır ?

2-62 10 MPa basınç ve 400 °C sıcaklıktaki kızgın su buharının özgül hacmini (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramını kullanarak ve (*c*) su buharı tablolarını kullanarak bulun. En hassas sonucun son şıkta belirlenen değer olduğunu gözönüne alarak, ilk iki şıktaki hatayı hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.03106 m^3/kg, yüzde 17.6; (*b*) 0.02609 m^3/kg, yüzde 1.2; (*c*) 0.02641 m^3/kg.

2-63 1.4 MPa basınç ve 140 °C sıcaklıktaki soğutucu akışkan-12 buharının özgül hacmini (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramını kullanarak ve (*c*) tablolarda verilen deneysel datayı kullanarak bulun. En hassas sonucun son şıkta belirlenen değer olduğunu gözönüne alarak, ilk iki şıktaki hatayı hesaplayın.

2-64 Azot gazının 10 Mpa basınç ve 150 K sıcaklıktaki özgül hacmini (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramını kullanarak bulun. Bu değerleri deneysel olarak bulunan 0.002388 m^3/kg ile karşılaştırarak her iki şıktaki hatayı hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.004452 m^3/kg, yüzde 86.4; (*b*) 0.002404 m^3/kg, yüzde 0.7.

2-65 1.6 MPa basınç ve 225 °C sıcaklıktaki kızgın su buharının özgül hacmini (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramını kullanarak ve (*c*) su buharı tablolarını kullanarak bulun. En hassas sonucun son şıkta belirlenen değer olduğunu gözönüne alarak, ilk iki şıktaki hatayı hesaplayın.

2-66 Soğutucu akışkan-12'nin 1 MPa basınçta özgül hacmi 0.01837 m^3/kg'dır. Soğutucu akışkan-12'nin sıcaklığını (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramını kullanarak ve (*c*) tabloları kullanarak bulun.

2-67 0.014 m^3 hacmindeki bir kapta 110 °C sıcaklıkta 1 kg soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Soğutucu akışkan-12'nin basıncını (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramını kullanarak ve (*c*) tabloları kullanarak bulun. *Çözüm:* (*a*) 1.882 MPa, (*b*) 1.604 MPa, (*c*) 1.6 MPa.

2-68 Bir kişi, 160 K sıcaklıkta ve 3 MPa basınçtaki oksijenin yüzde 10'dan daha az bir hatayla mükemmel gaz kabul edilebileceğini savunmaktadır. Bu kişi haklı olabilir mi?

2-69 3 Mpa basınç ve 10 °C sıcaklıktaki karbon dioksiti mükemmel gaz kabul etmenin yolaçacağı yüzde hata ne kadardır? *Çözüm:* yüzde 25.

2-70 5 Mpa basınç ve 350 K sıcaklıktaki karbon dioksiti mükemmel gaz kabul etmenin yolaçacağı yüzde hata ne kadardır?

Diğer Hal Denklemleri

2-71K Van der Waals hal denkleminde yeralan iki sabitin fiziksel anlamlarını belirtin. Bu iki sabitin nasıl bulunduklarını açıklayın.

2-72 3.27 m^3 hacmindeki bir tankta 225 K sıcaklıkta 100 kg azot bulunmaktadır. Tank içindeki basıncı (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) van der Waals hal denklemini kullanarak ve (*c*) Beattie-Bridgeman denklemini kullanarak hesaplayın. Bulduğunuz sonuçları gerçek değer olan 2000 kPa ile karşılaştırın.

2-73 1 m^3 hacmindeki bir tankta 0.6 MPa basınçta 2.841 kg su buharı bulunmaktadır. Su buharının sıcaklığını (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) van der Waals hal denklemini kullanarak ve (*c*) su buharı tablolarını kullanarak hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 457.6 K, (*b*) 465.9 K ve (*c*) 473 K.

2-74 0.7 Mpa basınçtaki soğutucu akışkan-12'nin özgül hacmi 0.0281 m^3/kg'dır. Soğutucu akışkan-12'nin sıcaklığını (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) van der Waals hal denklemini kullanarak ve (*c*) tabloları kullanarak hesaplayın.

2-75 150 K sıcaklıktaki azotun özgül hacmi 0.041884 m^3/kg'dır. Azotun basıncını (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) Beattie-Bridgeman denklemini kullanarak hesaplayın. Bulduğunuz sonuçları deneysel olarak belirlenen 1000 kPa değeri ile karşılaştırın.
Çözüm: (*a*) 1063 kPa, (*b*) 1000.4 kPa .

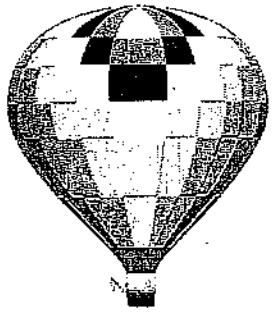
Genel Tekrar Problemleri

2-76 Balonlar, Fransa'da ilk balonun göğe yükseldiği 1783 yılından beri kullanılmışlardır. Fakat bu alandaki önemli gelişmeler 1960 yılından sonra olmuştur. Bu tarihte ucuz propan gazıyla ısıtılan ve hafif naylon dokumadan yapılan sıcak hava balonları tasarlanmaya başlanmıştır. Uzun yıllar boyunca balonla uçmak hem bir spor olarak hem de bir hobi olarak ilgi çekmiştir. Hafif helyum gazı ile doldurulan eski balonlardan farklı olarak, sıcak hava balonları atmosfere açıktır. Bu nedenle balon içindeki basınç her zaman yerel atmosfer basıncına eşittir ve patlama tehlikesi yoktur.

Sıcak hava balonlarının çapı 15 ile 25 m arasında değişir. balonun içindeki hava, yolcu kabininin hemen üzerine yerleştirilen bir propan yakıcıyla ısıtılır. Yakıcıdan çıkan alevler balonun içine kadar yayılarak havayı ısıtır ve sıcaklığını balonun üst kısmında 65 °C ile 120 °C'ye kadar yükseltir. Propan yakıcı aralıklarla çalıştırılarak hava sıcaklığı istenen düzeyde tutulur. Balonu yukarı iten kaldırma kuvveti balonun dışındaki göreceli olarak daha soğuk olan havanın yoğunluğu ve balonun hacmi ile orantılıdır. Bu ilişki aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$F_B = \rho_{\text{soğuk hava}}\, g\, V_{\text{balon}}$$

Burada g yerçekimi ivmesini göstermektedir. Havanın direnci ihmal edilirse, kaldırma kuvveti (1) balon içindeki sıcak havanın ağırlığı, (2) yolcu kabini, halatlar ve balonun ağırlığı, (3) kabindeki insanların ve diğer yüklerin ağırlığıyla dengelenir. Balonun kaptanı balonun yüksekliğini ve düşey hareketini propan yakıcıyı ateşleyerek veya balon içindeki havayı dışarı bırakıp yerini daha soğuk havanın almasını sağlayarak kontrol eder. Balonun ileri doğru hareketini rüzgâr belirler.



ŞEKİL P2-76
Bir sıcak hava balonu.

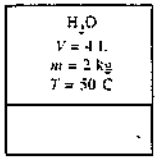
20 m çapında bir sıcak hava balonunu, boş olduğu zaman 80 kg kütlesi olan yolcu kabiniyle birlikte ele alalım. Atmosfer basıncının ve sıcaklığının sırasıyla 90 kPa ve 15 °C olduğu bir yerde balon her biri 65 kg kütlesinde olan üç yolcusuyla hareketsiz durmaktadır. Balon içindeki havanın ortalama sıcaklığını bulun. Atmosfer sıcaklığı 30 °C olsaydı sonuç nasıl değişirdi ?

2-77 Boş yolcu kabiniyle birlikte toplam ağırlığı 120 kg olan, 18 m çapında bir sıcak hava balonunu ele alalım. Balon her biri 70 kg kütleye sahip iki yolcu ile basıncın 93 kPa, sıcaklığın 12 °C olduğu bir yerde uçmaktadır. Balon yükselmeye başladığı bir anda, balonun içindeki havanın ortalama sıcaklığı ne olmalıdır? Atmosfer sıcaklığı 25 °C olsaydı sonuç ne olurdu?

2-78 Bir düdüklü tenceredeki suyun 120 °C sıcaklıkta kaynamaya başladığı gözlenmektedir. Tencere içindeki mutlak basınç kPa birimlerinde ne olacaktır ?

2-79 0.07 m^3 hacmi olan kapalı bir kapta 400 kPa basınçta 1 kg soğutucu akışkan-12 buharı bulunmaktadır. Soğutucu akışkan çevreye olan ısı geçişi sonucu soğumaktadır. Soğutucu akışkan-12'nin ilk yoğuşmaya başladığı andaki basıncını hesaplayın. Ayrıca hal değişimini *P-v* diyagramında, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerini de göstererek çizin.

2-80 4 L hacminde kapalı bir kapta 50 °C sıcaklıkta 2 kg doymuş sıvı-buhar karışımı su bulunmaktadır. Su tek fazda olana kadar yavaş yavaş ısıtılmaktadır. Son halde suyun sıvı veya buhar fazlarından hangisinde olacağını belirleyin. Kabın hacmi 4 L yerine 400 L olsaydı sonuç ne olurdu ?



ŞEKİL P2-80

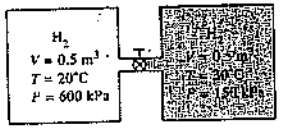
2-81 40 °C sıcaklıkta, 0.8 MPa basınçta, kızgın buhar halinde 10 kg soğutucu akışkan-12, 20 °C sıcaklıkta sıkıştırılmış sıvı olana kadar sabit basınçta soğutulmaktadır.

(*a*) Hal değişimini *T*-*v* diyagramında, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerini de göstererek çizin.

(*b*) Hacimdeki değişmeyi hesaplayın.

(*c*) Toplam iç enerji değişimini bulun.

Çözüm: (*b*) –0.221 m^3, (*c*) –1333.7 kJ.

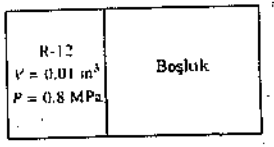


ŞEKİL P2-82

2-82 Hacimleri 0.5'er m^3 olan, sabit hacimli iki kapalı kap Şekil P2-82'de görüldüğü gibi bir boru ile birleştirilmiş ve araya bir vana konmuştur. Vana kapalıyken kaplardan birinde 600 kPa basınç ve 20 °C sıcaklıkta, diğerinde ise 150 kPa basınç ve 30 °C sıcaklıkta hidrojen bulunmaktadır. Vana açılmakta sistem kendi içinde mekanik dengeye ve 15 °C sıcaklıktaki çevreyle ısıl dengeye gelmektedir. Son halde sistemin basıncını hesaplayın.

2-83 20 m^3 hacmindeki bir tankta 25 °C ve 800 kPa basınçta azot bulunmaktadır. Bir miktar azot dışarı atılarak basıncın 600 kPa olması sağlanmaktadır. Son halde sıcaklık 20 °C olduğuna göre, dışarı atılan azot kütlesi ne kadardır? *Çözüm:* 42.9 kg.

2-84 Verilen bir halde su buharının sıcaklığı 400 °C, özgül hacmi 0.02 m^3/kg'dır. Su buharının bu haldeki basıncını (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramını kullanarak ve (*c*) su buharı tablolarını kullanarak bulun. *Çözüm:* (*a*) 15529 kPa, (*b*) 12591 kPa, (*c*) 12500 kPa.



ŞEKİL P2-85

2-85 Sabit hacimli kapalı bir kap çelik bir perde ile iki bölmeye ayrılmıştır. Kabın bir bölmesinde 0.8 MPa basınçta ve doymuş sıvı halinde 0.01 m^3 soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Diğer bölmede ise vakum vardır. Perde kaldırılmakta ve soğutucu akışkan bütün kabı doldurmaktadır. Son halde soğutucu akışkanın sıcaklığı 25 °C ve basıncı 200 kPa olduğuna göre, kabın hacmi ne kadardır?

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

2-86 Su buharı için doyma sıcaklığını, doyma basıncının fonksiyonu olarak hesaplayan bir bilgisayar programı yazın. Bu programda hesaplamayı Tablo A-4'te yer alan değerleri kullanarak beşinci dereceden bir polinom aracılığıyla yapın. Programda basıncı kPa, sıcaklığı °C birimlerinde ifade edin. Elde edilen sonuçların hassaslığı ne olacaktır?

2-87 Verilen bir sıcaklık ve özgül hacimdeki bir maddenin basıncını Benedict-Webb-Rubin denklemini kullanarak hesaplayan bir bilgisayar programı yazın. Su buharının 10 değişik haldeki basınçlarını programla hesaplayıp, su buharı tablolarındaki değerleriyle karşılaştırarak, programın doğruluğunu gösterin.

2-88 Verilen bir sıcaklık ve basınçta bir maddenin özgül hacmini Beattie-Bridgeman denklemini kullanarak hesaplayan bir bilgisayar programı yazın. Soğutucu akışkan-134a'nın 10 değişik haldeki özgül hacimlerini programla hesaplayıp, tablolardaki değerleriyle karşılaştırarak, programın doğruluğunu gösterin.

2-89 Katılar erirken genellikle çevreden ısı alırlar. Fakat mutlak sıfıra yakın sıcaklıklarda bu olguya istisna oluşturan bir madde vardır. Bu maddenin ne olduğunu araştırın ve bu davranışın fiziksel nedenlerini açıklayın.

2-90 Tarih boyunca çok sayıda hal denklemi önerilmiştir. Bir araştırma yaparak, bu bölümde ele alınmayan iki hal denklemi bulun. Bu hal denklemlerinin nasıl uygulandığını, hangi sıcaklık ve basınç aralıklarında kullanılabileceklerini ve verdikleri sonuçların hassaslıklarını yeterince ayrıntılı olarak açıklayan bir rapor yazın.

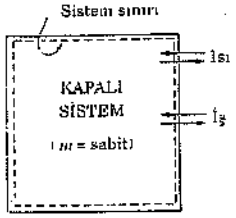
2-91 Suyun atmosfer basıncında 0 °C sıcaklıkta donduğu bilinmektedir. 0 °C sıcaklıktaki sıvı su buz karışımı, çevreden ayrık kılınırsa herhangi bir değişikliğe uğramaz. Bu durumda suyun sabit denge (stable equilibrium) halinde olduğu söylenir. Fakat su diğer maddelerden tümüyle arıtılmışsa ve içinde bulunduğu kabın yüzeyleri pürüzsüzse, suyu atmosfer basıncında buz oluşmadan –2 °C sıcaklığa kadar soğutmak olasıdır. Ancak bu halde iken, en küçük bir sarsıntı bile suyun ani olarak buza dönüşmesine ve 0 °C sıcaklıkta denge haline gelmesine neden olur. –2 °C sıcaklıktaki sıvı su yarı-sabit dengededir *(metastable equilibrium)*. Yarı-sabit denge halleri üzerine bir araştırma yapın ve denge halleriyle farklarını açıklayan bir rapor yazın.

2-92 Bir termometreyle suyun kaynadığı sıcaklığı ölçün ve bu sıcaklığa karşı gelen doyma basıncını bulun. Bu bilgiden bulunduğunuz yerin denizden yüksekliğini hesaplayın ve haritadaki değeriyle karşılaştırın.

Termodinamiğin Birinci Yasası: Kapalı Sistemler

3

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ilkesinin bir başka anlatım biçimidir ve toplam enerjinin termodinamik bir özelik olduğunu vurgular. Bu bölümde ısı ve iş kavramlarına giriş yapılmakta, işin oluşma biçimleri ve bu arada hareketli sınır işi incelenmektedir. Kapalı sistemler için birinci yasa bağıntıları adım adım çıkarılmaktadır. Özgül ısıların tanımlanmasından sonra, mükemmel gazlar için iç enerji ve entalpi bağıntıları, özgül ısıların ve sıcaklığın fonksiyonu olarak ifade edilmektedir. Bu yaklaşım sıkıştırılamayan madde olarak kabul edilen katı ve sıvılara da uygulanmaktadır.

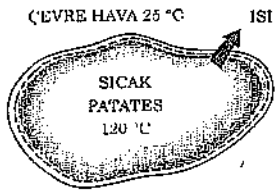


ŞEKİL 3-1
Enerji, kapalı bir sistemin sınırlarından ısı veya iş olarak geçebilir.

3.1 ■ TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ YASASINA GİRİŞ

Birinci bölümde enerjinin var veya yok edilemeyeceği vurgulanmış, sadece biçim değiştirebileceği belirtilmişti. Bu ilke deneysel gözlemlere dayanır ve *termodinamiğin birinci yasası* veya *enerjinin korunumu ilkesi* diye bilinir. Birinci yasanın bir başka basit anlatımı şöyledir: Sistemle çevresinin etkileşimi sırasında, sistem tarafından kazanılan enerji, çevresi tarafından kaybedilen enerjiye eşit olmak zorundadır.

Enerji, kapalı bir sistemin sınırlarından birbirinden farklı iki biçimde geçebilir: *ısı* ve *iş* (Şekil 3-1). Enerji geçişinin bu iki biçimi arasındaki ayırımı doğru yapmak gerekir. Bu nedenle termodinamiğin birinci yasasını sağlam bir temele oturtmak için önce enerji geçişinin bu iki biçimi ayrıntılı olarak incelenecektir.



ŞEKİL 3-2
Isı, sıcak cisimlerden soğuk cisimlere, sıcaklık farkından dolayı geçen enerjidir.

3-2 ■ ISI GEÇİŞİ

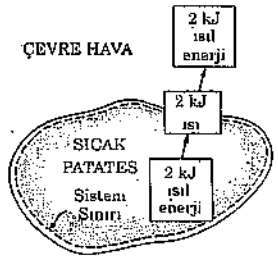
Masaya konan soğuk bir kutu gazozun zamanla ısındığını veya fırından çıkardığımız sıcak patatesin bir süre sonra soğuduğunu gözlemlerimize dayanarak söyleyebiliriz (Şekil 3.2). Bu nedenle, bir cisim farklı sıcaklıkta bir ortama bırakıldığı zaman cisimle onu çevreleyen ortam arasında ısıl denge oluşana kadar, başka bir deyişle her ikisi de aynı sıcaklığa erişene kadar, bir enerji geçişi olur. Bu enerji geçişinin yönü her zaman daha yüksek sıcaklıktaki cisimden daha düşük sıcaklıktaki cisme doğrudur. Sıcak patates örneğinde, patatesten ortama her ikisinin sıcaklığı eşit olana kadar bir enerji geçişi söz konusudur. Sıcaklık eşitliği sağlandığı zaman enerji geçişi de durur. Yukarıda açıklanan örneklerde enerji geçişi, ısı geçişi olarak gerçekleşmiştir.

Isı, *iki sistem arasında (veya sistemle çevresi arasında) sıcaklık farkından dolayı gerçekleşen enerji geçişi* diye tanımlanmıştır. Başka bir anlatımla, enerji geçişi sadece sıcaklık farkından dolayı gerçekleşmişse ısı diye tanımlanır. Bu tanımdan açıkça görüldüğü gibi, aynı sıcaklıktaki iki sistem arasında ısı geçişi olamaz.

Günlük yaşamda, duyulur ve gizli iç enerji biçimlerine sık sık ısı adını verir ve cisimlerin ısı miktarlarından söz ederiz. Fakat termodinamikte bu enerji biçimlerine ısı geçişiyle karıştırılmaması için *ısıl enerji* adının verilmesi daha uygundur.

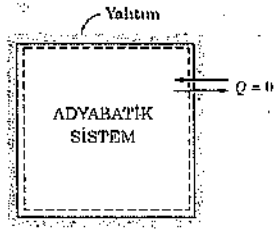
Yaygın olarak kullandığımız *ısı akısı, ısı verilmesi, ısı alınması, ısı kaybı, ısı depolanması, ısı üretimi, elektrik ısıtması, gaz ısıtması, sürtünme ısısı, ısının açığa çıkması, atık ısı, duyulur ısı, gizli ısı, ısı kaynağı, proses ısısı, vücut ısısı* gibi terimlerin tümünde, ısının termodinamikteki tanımına uygun olarak kullanıldığı söylenemez. Bu tanım *ısı* teriminin anlamını, ısıl enerjinin *geçişiyle* sınırlar. Fakat yukarıdaki terimler dilimize yerleşmiş olup, bilim adamları dahil herkes tarafından herhangi bir yanlış anlamaya yolaçmadan kullanılmaktadır. Önemli olan bu terimlerle doğru anlamların ifade edilebilmesidir. Ayrıca bunların yerini alabilecek başka terimler bulmak da o kadar kolay değildir. Örneğin *vücut ısısı* terimi *vücudun ısıl enerjisinin miktarı* anlamına gelir. Benzer biçimde *ısı akısı, ısıl enerjinin geçişi anlamındadır*, adı ısı olan akışkan bir maddenin akışı gibi anlaşılmamalıdır. Fakat bu terimin kaynağı ısının yanlış bir biçimde yorumlandığı eski *kalorik teorisine* dayanmaktadır. Ayrıca, bir sisteme olan ısı geçişi için *ısı verilmesi*, sistemden olan ısı geçişi için de *ısı çekilmesi* terimlerinin kullanılması oldukça yaygındır. *Isıl enerji* yerine *ısı* terimini kullanmanın daha az zaman ve enerji gerektirdiği açıktır. Bu bakımdan termodinamiğin felsefesiyle uyumsuz olduğu da söylenemez.

Isı, enerji geçişini vurgular. Isı sadece sistem sınırlarını geçişi sırasında tanımlanabilir. Sıcak patates bir kez daha gözönüne getirilsin. Patatesin enerjisi vardır, fakat bu enerji sadece patates kabuğundan (sistem sınırından) havaya geçerken ısı geçişi olur (Şekil 3-3). Çevre havaya geçtikten sonra artık çevre havanın iç enerjisinin bir bölümüdür. Kısaca termodinamikte *ısı* sadece *ısı geçişi* anlamındadır.



ŞEKİL 3-3
Enerji sadece sistem sınırlarını geçerken ısı olarak tanımlanabilir.

Isı geçişinin olmadığı bir hal değişimi **adyabatik hal değişimi** diye adlandırılır (Şekil 3-4). *Adyabatik* sözcüğü Latince geçilmez anlamına gelen *adiabatos* sözcüğünden gelmektedir. Bir hal değişimi iki şekilde adyabatik olabilir: Ya sistem çok iyi yalıtılmıştır dolayısıyla sınırlardan ancak ihmal edilebilir ölçülerde ısı geçebilir, ya da sistem ve çevresi aynı sıcaklıktadır ve bu nedenle ısı geçişine etken olacak sıcaklık farkı yoktur. Adyabatik hal değişimi sabit sıcaklıkta (izotermal) bir hal değişimiyle karıştırılmamalıdır. Adyabatik bir hal değişimi sırasında ısı geçişi olmasa da sistemin enerjisi ve buna bağlı olarak sıcaklığı, örneğin iş yapılması sonucu değişebilir.



ŞEKİL 3-4
Adyabatik bir hal değişimi sırasında sistemle çevresi sırasında ısı geçişi olmaz.

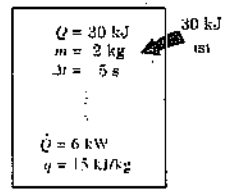
Enerji geçişini gösterdiği için, ısının birimi enerji birimi olan kJ (veya Btu)'dur. 1 ve 2 halleri arasındaki bir hal değişimi için ısı geçişi Q_{12} veya sadece Q ile gösterilir. Sistemin birim kütlesi için ısı geçişi q ile gösterilir ve

$$q = \frac{Q}{m} \quad \text{(kJ/kg)} \tag{3-1}$$

bağıntısıyla hesaplanır.

Bazı durumlarda belirli bir zaman süresince geçen toplam ısı yerine *birim zamanda geçen ısının* bilinmesi istenir (Şekil 3-5). Birim zamanda geçen ısı, $\dot{Q}$ ile gösterilir, burada üstteki nokta zaman türevini belirtir, başka bir deyişle "birim zamanda" anlamındadır. Birim zamanda ısı geçişinin birimi kJ/s veya eşdeğeri olan kW'tır. $\dot{Q}$ zamanla değişiyorsa, bir hal değişimi sırasındaki toplam ısı geçişini bulmak için, hal değişiminin gerçekleştiği süre üzerinden $\dot{Q}$'nın integrali alınır:

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}\, dt \quad \text{(kJ)} \tag{3-2}$$



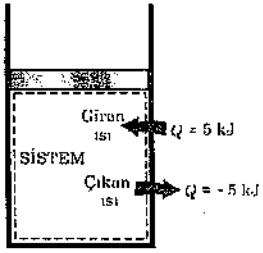
ŞEKİL 3-5
q, Q ve $\dot{Q}$ arasındaki ilişki

Eğer $\dot{Q}$ hal değişimi sırasında sabit kalıyorsa, yukarıdaki bağıntı basitleştirilebilir:

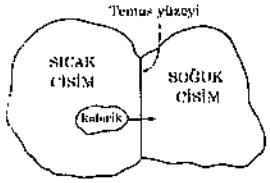
$$Q = \dot{Q}\,\Delta t \quad \text{(kJ)} \tag{3-3}$$

Burada $\Delta t = t_2 - t_1$ hal değişiminin gerçekleştiği zaman aralığıdır.

Isı geçişinin yönü vardır. $Q = 5$ kJ bağıntısı ısı geçişinin yönü hakkında bir bilgi vermez, bu nedenle bir **işaret kuralına** gerek duyulur. Genel olarak kabul edilen bu kural şöyledir: *Sisteme olan ısı geçişi artı işaretli veya pozitiftir, sistemden olan ısı geçişi ise eksi işaretlidir veya negatiftir* (Şekil 3-6). Başka bir deyişle, sistemin enerjisini artıran yönde ısı geçişi artı işaretli, sistemin enerjisini azaltan yönde ise ısı geçişi eksi işaretlidir.



ŞEKİL 3-6
Isı geçişi için işaret kuralı: Sisteme giren ısı artı, sistemden çıkan ısı eksi işaretlidir.



ŞEKİL 3-7

19. yüzyılın başlarında, ısı, sıcak cisimlerden soğuk cisimlere akan ve *kalorik* adı verilen görünmez bir akışkan olarak bilinirdi.

Tarihsel Gelişim

Isı her zaman, içimizde sıcaklık duygusu uyandıran bir olgu olarak algılanmıştır, bu nedenle insanların fiziğini açıklayabildikleri ilk doğa olgularından biri olması beklenir. Fakat ısının doğru fiziksel yorumu ancak ondokuzuncu yüzyıl ortalarında yapılabilmiştir. Isının doğru olarak kavranmasında en büyük etken, molekülleri, hareket eden ve kinetik enerjisi olan küçük toplar gibi ele alan **kinetik teorinin** gelişmesi olmuştur. Belirtilen dönemde ısı, atomların ve moleküllerin rastgele hareketleriyle ilişkili enerjinin aktarımı diye tanımlanmıştır.

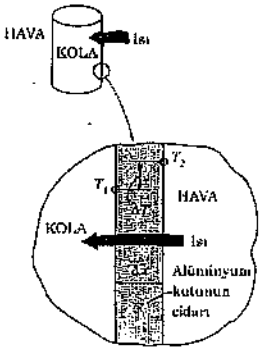
Onsekizinci yüzyılda ve ondokuzuncu yüzyılın başlarında ısının molekül düzeyinde hareketin bir sonucu olduğu savları bulunmasına rağmen, ondokuzuncu yüzyılın ortalarına kadar egemen olan görüş Fransız kimyacısı Antoine Lavoisier (1743-1794) tarafından ortaya atılan **kalorik teorisi** idi. Kalorik teorisi, ısının kalorik adı verilen akışkanımsı bir madde olduğunu öne sürer. Bu sava göre kalorik, kütlesi, rengi, kokusu ve tadı olmayan bir maddedir ve bir cisimden diğerine aktarılabilir. Bir cisme kalorik eklendiği zaman sıcaklığı artar, cisimden kalorik alındığı zaman sıcaklığı düşer. Bir cisim, bir bardak suyun daha çok tuz veya şeker eritememesi gibi, daha çok kalorik alamaz duruma geldiği zaman *doymuş* kabul edilir. Bu yorum bugün hâlâ kullandığımız *doymuş sıvı* ve *doymuş buhar* terimlerine yolaçmıştır.

Kalorik teorisinin önerilmesinden kısa bir süre sonra bu teoriye karşı görüşler yükselmiştir. Kalorik teorisi ısının bir madde olduğunu, yaratılıp yok edilemeyeceğini öne sürmüştü. Oysa elleri ovuşturarak veya iki odunu birbirine sürterek ısı üretildiği de gözlenen bir olguydu. 1798 yılında Amerikalı bilim adamı Benjamin Thompson (Kont Rumford — 1753-1814) yazdığı makalelerde ısının sürtünmeyle açığa çıktığını göstermişti. Kalorik teorisinin doğruluğu başka bilim adamları tarafından da sorgulanmıştı. Fakat bu konuda en önemli adım, İngiliz bilim adamı James P. Joule (1818-1889) tarafından atılmıştır. Joule dikkatle yürüttüğü ve sonuçlarını 1843'te yayınladığı deneylerinde ısının bir madde olmadığını kanıtlamış ve kalorik teorisini çürütmüştür. Kalorik teorisi, ondokuzuncu yüzyılın ortalarında tümüyle bırakılmasına karşın, termodinamik biliminin gelişmesine büyük katkılarda bulunmuştur.

Isı Geçişinin Gerçekleşme Yolları

Isı geçişi üç farklı biçimde gerçekleşebilir: *İletim* (*kondüksiyon*), *taşınım* (*konveksiyon*) *ve ışınım* (*radyasyon*). Sözü edilen ısı geçiş yollarının ayrıntılı incelenmesi, ısı transferi dersinin kapsamındadır. Aşağıda okuyucuya ısı geçişinin temel kavramlarını ve mekanizmalarını tanıtmak amacıyla kısa bir bilgi verilmiştir. Hangi yolla gerçekleşirse gerçekleşsin ısı geçişi bir sıcaklık farkının olmasını gerektirir ve her zaman ısı geçişinin yönü yüksek sıcaklıktaki ortamdan, düşük sıcaklıktaki ortama doğrudur.

İletim, bir maddenin, enerjisi daha fazla olan moleküllerinden yakındaki diğer moleküllere, moleküller arasındaki etkileşim sonucunda enerji geçişidir. İletim katı, sıvı veya gaz ortamlarda gerçekleşebilir. Sıvılarda ve gazlarda iletim, moleküllerin rastgele hareketleri sırasında birbirleriyle çarpışmaları sonucunda oluşur. Katılarda ise moleküllerin sabit düzen içindeki titreşimleri ve serbest elektronların hareketleri sonucunda gerçekleşir. Sıcak bir odadaki soğuk gazoz kutusu oda sıcaklığına gelirken, havadan gazoza alüminyum cidardan iletimle ısı geçişi olur (Şekil 3-8).



ŞEKİL 3-8

Ilık havadan soğuk kutu içeceğe, alüminyum kutunun cidarından iletimle ısı geçişi.

Δx kalınlığında bir tabakadan birim zamanda iletimle geçen ısı $\dot{Q}_{\text{iletim}}$, sıcaklık farkı ΔT ve ısı geçişine dik alan A ile doğru orantılı, tabakanın kalınlığıyla da ters orantılıdır. Bu, deneylerle gözlenebilen bir olgudur. Böylece,

$$\dot{Q}_{\text{iletim}} = -k_t A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad \text{(W)} \tag{3-4}$$

yazılabilir. Burada orantı sabiti k_t, maddenin *iletim katsayısıdır*. İletim katsayısı maddenin ısı iletme yeteneğinin bir ölçüsüdür (Çizelge 3-1). Bakır ve gümüş gibi elektriği iyi ileten maddeler aynı zamanda ısıyı da iyi iletirler ve bu nedenle yüksek k_t değerleri vardır. Lastik, tahta, camyünü gibi maddeler ısıyı iyi iletmezler ve bu nedenle k_t değerleri düşüktür.

$\Delta x \to 0$ durumunda, yukarıda verilen denklem bir diferansiyel denkleme dönüşür:

$$\dot{Q}_{\text{iletim}} = -k_t A \frac{dT}{dx} \quad \text{(W)} \tag{3-5}$$

Bu denklem **Fourier Isı İletim Yasası** diye bilinir ve verilen bir yöndeki ısı iletiminin o yöndeki *sıcaklık gradyanıyla* orantılı olduğunu belirtir. Isı, sıcaklığın azaldığı yönde iletilir. Artan x değerleri için sıcaklık azalıyorsa, sıcaklık gradyanı eksi değere sahip olacaktır. Bu bakımdan 3-5 numaralı denkleme eklenen eksi işareti, artı x yönündeki ısı iletiminin artı işareti taşıması içindir.

Sıcaklık bir maddenin moleküllerinin kinetik enerjisinin ölçüsüdür. Sıvı veya gazlarda, moleküller gelişigüzel hareketlerinin yanısıra eksenleri çevresinde dönerler ve titreşimde bulunurlar. Kinetik enerjileri farklı olan iki molekül çarpıştığı zaman, daha çok enerjisi olan (daha yüksek sıcaklıktaki) molekülün kinetik enerjisinin bir bölümü daha az enerjisi olan (daha düşük sıcaklıktaki) moleküle geçer. Buna benzer bir örnek iki elastik topun çarpışması sırasında görülür, hızlı topun kinetik enerjisinin bir bölümü yavaş hareket eden topa geçer ve onu hızlandırır.

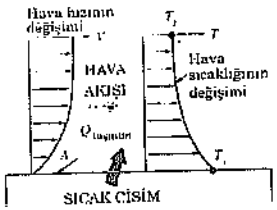
Katı cisimlerde ise ısı iletimi iki etkiye dayanır: Bunlardan birincisinde enerji geçişi, latis adı verilen sabit molekül düzeni içinde moleküllerin titreşimlerinden kaynaklanan titreşim dalgaları sonucunda gerçekleşir. İkinci olarak, enerji geçişi elektronların katı cisim içindeki serbest hareketleri sonucunda gerçekleşir. Isıl iletkenliğin birinci etkene dayalı bölümü moleküllerin latis içindeki yerleşimine bağlıdır. Örneğin, moleküllerin düzenli kristaller oluşturduğu elmasın ısıl iletkenliği, Çizelge 3-1'den görülebileceği gibi saf metallerin ısıl iletkenliklerinden çok daha yüksektir.

Taşınım, katı bir yüzeyle onun temas ettiği akışkan bir ortam arasında gerçekleşen ısı geçişidir. *İletimin* ve *akışkan hareketinin* ortak sonucu olarak gerçekleşir. Akışkan hareketi daha hızlı olduğu zaman taşınımla ısı geçişi de daha çoktur. Akışkan eğer hareketsizse, bu durumda katı yüzeyle temas ettiği akışkan arasında sadece iletimle ısı

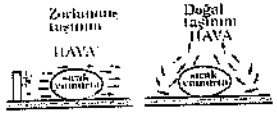
ÇİZELGE 3-1

Bazı maddelerin oda sıcaklığında ısı iletim katsayıları

Madde	Isı iletim katsayısı
Elmas	2300
Gümüş	429
Bakır	401
Altın	317
Alüminyum	237
Demir	80.2
Civa (sıvı)	8.54
Cam	1.4
Tuğla	0.72
Su (sıvı)	0.613
İnsan derisi	0.37
Tahta (kavak)	0.17
Helyum (gaz)	0.152
Yumuşak lastik	0.13
Soğutucu	
Akışkan-12 (sıvı)	0.072
Camyünü	0.043
Hava (gaz)	0.026
Üretan, sert köpük	0.026



ŞEKİL 3-9
Sıcak yüzeyden havaya taşınımla ısı geçişi.



ŞEKİL 3-10
Sıcak yumurtanın zorlanmış ve doğal taşınımla soğuması.

geçişi olur. Akışkan hareketinin varlığı ısı geçişini artıran bir etkendir, fakat aynı zamanda ısı geçişinin hesaplanmasını zorlaştırır.

Bir metal kütlesinin üzerinden soğuk hava üflenerek soğutulmasını ele alalım (Şekil 3-9). Isı önce, metal yüzeyine temas eden hava tabakasına iletimle geçer. Daha sonra yüzeyden taşınımla akışkanın iç bölgelerine aktarılır. Burada hem hava moleküllerinin gelişigüzel hareketleri sonucunda gerçekleşen iletim, hem de havanın toplu, gözle görülür hareketi sonucunda yüzey yakınındaki sıcak hava ile üstlerdeki daha soğuk havanın yer değiştirmesi etkili olmaktadır.

Taşınıma neden olan akış eğer pompa, fan, rüzgâr veya benzeri bir zorlayıcı etkene bağlıysa taşınım *zorlanmış taşınım* diye adlandırılır. Taşınıma neden olan akış kaldırma kuvvetlerinin etkisiyle oluşmuşsa, taşınım *doğal (veya serbest) taşınım* diye adlandırılır. Akışkan içinde oluşan kaldırma kuvvetleri sıcaklık farklılıklarından ortaya çıkan yoğunluk farklılıklarına bağlıdır (Şekil 3-10). Örneğin fanla zorlanmış bir akış olmaması durumunda Şekil 3-9'da gösterilen metal kütlesinin yüzeyinden doğal taşınımla ısı geçişi olacaktır. Çünkü akışkan hareketi daha sıcak (ve bu nedenle daha hafif) havanın yükselmesi ve onun yerini daha soğuk (ve bu nedenle daha ağır) havanın alması şeklinde gelişmektedir. Eğer metal yüzeyiyle hava arasındaki sıcaklık farkı, havanın ataletini yenecek kaldırma kuvvetlerini oluşturacak kadar büyük değilse, doğal taşınım akımları oluşmayacak ve sadece iletimle ısı geçişi olacaktır.

Bir akışkanın faz değiştirdiği hal değişimleri sırasında olan ısı geçişi taşınım kapsamına girer, çünkü kaynama sırasında oluşan kabarcıkların yükselmesi veya yoğuşma sırasında oluşan sıvı damlacıklarının düşmesi de bir akışkan hareketine neden olur.

Birim zamanda taşınımla ısı geçişi $\dot{Q}_{taşınım}$, **Newton'un Soğutma Yasası** adı verilen bağıntıyla ifade edilir:

$$\dot{Q}_{taşınım} = hA\left(T_s - T_f\right) \quad \text{(W)} \tag{3-6}$$

Burada h, taşınım katsayısı; A, ısı geçişinin olduğu yüzey alanı; T_s, yüzey sıcaklığı; T_f ise akışkanın yüzeyden uzaktaki sıcaklığıdır. Yüzeye temas eden akışkanın sıcaklığı, katı yüzeyin sıcaklığına eşittir.

Taşınım katsayısı h, akışkanın bir özeliği değildir. Taşınım katsayısı deneysel olarak belirlenen bir parametredir ve değeri yüzey geometrisi, akışın niteliği, akışkanın özelikleri ve akış hızı gibi taşınımı etkileyen birçok değişkene bağlıdır. Uygulamada karşılaşılan bazı h değerleri aşağıda W/(m^2 · K) birimlerinde verilmiştir:

Gazlarda doğal taşınım	2-25
Sıvılarda doğal taşınım	50-1000
Gazlarda zorlanmış taşınım	25-250
Sıvılarda zorlanmış taşınım	50-20000
Kaynama ve yoğuşma	2500-100000

Işınım, maddenin atom veya moleküllerinin elektron düzeninde olan değişmeler sonucunda yayılan elektromanyetik dalgalar veya fotonlar aracılığıyla gerçekleşen enerji aktarımıdır. İletim ve taşınımdan farklı olarak, ışınımla ısı geçişi cisimler arasında boşluk olması durumunda da vardır. Işınımla ısı geçişi ışık hızında gerçekleşir ve vakumda ışınım akısında hiçbir azalma olmaz. Güneş enerjisinin yeryüzüne erişimi ışınıma güzel bir örnektir.

Isı geçişi uygulamalarında sözkonusu olan, bir cismin belli bir sıcaklıkta olmasından dolayı yaydığı *ısıl ışınım*dır. Isıl ışınım, x-ışınları, gama ışınları, mikrodalgalar, haberleşme dalgaları gibi diğer elektromanyetik ışınımdan farklıdır. Mutlak sıfır sıcaklığın üzerinde sıcaklığa sahip tüm cisimler ısıl ışınım yayarlar.

Işınım bir *hacim olgusu*dur. Tüm katı, sıvı ve gazlar ışınımı belirli ölçülerde yayarlar, yutarlar ve geçirirler. Fakat katı cisimler için ışınım bir *yüzey olgusu* olarak ele alınabilir, çünkü metal, tahta, taş gibi cisimlerin iç bölgelerinde yayılan ışınım yüzeye erişmeden yutulur, sadece yüzeye birkaç mikron yakınlığındaki bir bölgede yayılan ışınım yüzeyden dışarı çıkar. Benzer biçimde, yüzeye gelen ışınım da birkaç mikron kalınlığındaki bir bölgede yutulur.

T_s mutlak sıcaklığındaki bir yüzeyden birim zamanda yayılabilecek en çok ışınım *Stefan-Boltzmann Yasası*yla belirlenmiştir:

$$\dot{Q}_{yayılan,\ maks} = \sigma A T_s^4 \quad \text{(W)} \tag{3-7}$$

Burada A, yüzey alanı; $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ W/(m^2·K^4) ise *Stefan-Boltzmann sabiti*dir. Belirli bir sıcaklıkta, birim zamanda en çok ışınımı yayan mükemmel yüzey **siyah cisim** diye bilinir, bu yüzey tarafından yayılan ışınım da *siyah cisim ışınımı* diye adlandırılır. Siyah cismin gerçek bir yüzey olmadığı vurgulanmalıdır. Gerçek bir yüzey tarafından yayılan ışınım aynı sıcaklıkta bir siyah cisim tarafından yayılan ışınımdan azdır ve aşağıdaki bağıntıyla ifade edilir:

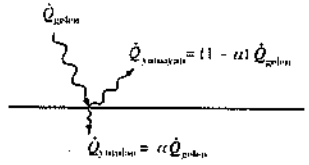
$$\dot{Q}_{yayılan} = \varepsilon \sigma A T_s^4 \quad \text{(W)} \tag{3-8}$$

Burada ε yüzeyin *yayma oranı*dır. Yayma oranının değeri $0 \le \varepsilon \le 1$ aralığında olup, bir yüzeyin yayma oranı, siyah cisme ($\varepsilon = 1$) yakınlığının ölçüsüdür. Bazı malzemelerin yayma oranları Çizelge 3-2'de verilmiştir.

Yüzeylerin ışınımla ilgili bir başka önemli özeliği *yutma oranı* α'dır. Yutma oranı, bir yüzeye gelen ışınımın yüzey tarafından yutulan bölümünü gösterir. Yayma oranı gibi yutma oranı da $0 \le \alpha \le 1$ aralığındadır. Siyah cisim, üzerine gelen tüm ışınımı yutar. Başka bir deyişle, siyah cisim mükemmel bir yayıcı olduğu gibi, mükemmel bir yutucudur, bu nedenle yutma oranı $\alpha = 1$'dir.

Genelde hem yayma hem de yutma oranları yüzey sıcaklığına ve ışınımın dalgaboyuna bağlıdır. Işınımın **Kirchoff Yasası** bir yüzeyin yayma ve yutma oranlarının verilen bir sıcaklık ve dalgaboyu için eşit olduklarını ifade eder. Uygulamada yayma ve yutma oranlarının sıcaklık ve dalgaboyuna bağlılığı ihmal edilir ve bir yüzeyin ortalama yayma oranı, ortalama yutma oranına eşit alınır. Bir yüzeyin birim zamanda yuttuğu ışınım aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır (Şekil 3-11):

$$\dot{Q}_{yutulan} = \alpha \dot{Q}_{gelen} \quad (W) \tag{3-9}$$



ŞEKİL 3-11
Yutma oranı α olan, geçirmez bir cismin yüzeyinde ışınımın yutulması.

ÇİZELGE 3-2
Bazı maddelerin 300 K'de yayma oranları

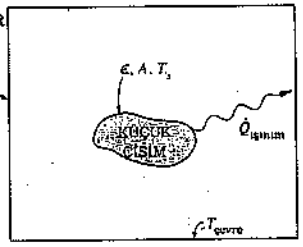
Madde	Yayma katsayısı
Alüminyum folyo	0.07
Anotlu alüminyum	0.82
Parlatılmış bakır	0.03
Parlatılmış altın	0.03
Parlatılmış gümüş	0.02
Parlatılmış paslanmaz çelik	0.17
Siyah boya	0.98
Beyaz boya	0.90
Beyaz kâğıt	0.92–0.97
Asfalt kaldırım	0.85–0.93
Kırmızı tuğla	0.93–0.96
İnsan derisi	0.96
Tahta	0.82–0.92
Toprak	0.96–0.96
Su	0.96
Bitki örtüsü	0.92–0.96

Burada $\dot{Q}_{\text{gelen}}$, birim zamanda yüzeye gelen ışınımı, α ise yüzeyin yutma oranını göstermektedir. Işınım geçirmeyen (opak) yüzeyler için, gelen ışınımın yüzey tarafından yutulmayan bölümü yansıtılır.

Bir yüzeyin yaydığı ışınımla yuttuğu ışınım arasındaki fark, yüzeyden ışınımla net ısı geçişini verir. Birim zamanda yutulan ışınım, birim zamanda yayılan ışınımdan çoksa yüzey ışınımla enerji kazanmaktadır. Bunun tersi olursa, yüzey ışınımla enerji kaybetmektedir. Yüzeyler arasında ışınımla ısı geçişini hesaplamak genellikle zordur, çünkü yüzeylerin özeliklerini, birbirine göre konumlarını ve yüzeyler arasındaki ortamın ışınımla etkileşimini gözönüne almak gerekir. Fakat özel bir durum için ışınımla ısı geçişini basit bir bağıntıyla ifade etmek olanaklıdır. Yayma oranı ε, yüzey alanı A ve *mutlak* sıcaklığı T_s olan bir yüzeyin, $T_{\text{çevre}}$, sıcaklığındaki çok daha büyük bir yüzey tarafından çevrelendiği durumu gözönüne alalım (Şekil 3-12). İki yüzey arasındaki ortamın ışınımı yaymadığı, yutmadığı veya saçmadığı kabul edilsin. Havanın bu tür bir ortam olduğu kabul edilebilir. Bu durumda birim zamanda ışınımla ısı geçişi,

$$\dot{Q}_{\text{ışınım}} = \varepsilon\sigma A\left(T_s^4 - T_{\text{çevre}}^4\right) \quad \text{(W)} \tag{3-10}$$

bağıntısıyla hesaplanabilir. Bu özel durum için, çevreleyen yüzeyin yayma oranının ve alanının sonuca bir etkisi olmamaktadır.



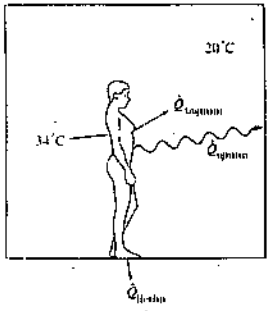
ŞEKİL 3-12
Bir cisimle onu çevreleyen büyük bir kapalı odanın iç yüzeyleri arasında ışınımla ısı geçişi.

ÖRNEK 3-1

Bir kişi 20 °C sıcaklıktaki bir odada çıplak olarak ayakta durmaktadır. Bu kişinin açık yüzey alanı ve deri sıcaklığı sırasıyla 1.6 m^2 ve 34 °C ise, vücudundan olan ısı geçişini hesaplayın. Taşınım katsayısını 6 W/(m^2 · °C) kabul edin (Şekil 3-13).

Çözüm Kişi ile odadaki hava arasındaki ısı geçişinin bir bölümü taşınımla olacaktır, çünkü bekleneceği gibi deriye yakın havanın sıcaklığı vücuttan geçen ısıyla yükselecek ve bunun sonucu olarak doğal taşınım akımları başlayacaktır. Yapılan deneysel çalışmalar bu durumda birim zamanda taşınımla ısı geçişinin, birim yüzey alanı (m^2) ve deri ile vücuttan uzak bir noktadaki hava arasındaki birim sıcaklık farkı için (K veya °C), 6W olduğunu saptamıştır. Böylece vücuttan odaya birim zamanda taşınımla geçen ısı,

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{taşınım}} &= hA(T_s - T_f)\\ &= [6\ \text{W/(m}^2\cdot\text{°C)}](1.6\ \text{m}^2)(34-20)\text{°C}\\ &= 134.4\ \text{W}\end{aligned}$$



ŞEKİL 3-13
Örnek 3-1'de incelenen insandan çevreye ısı geçişi

olmaktadır. Vücuttan olan ısı geçişinin bir bölümü de ışınımladır. Odanın duvar, tavan ve döşeme sıcaklıkları, dış sıcaklığa ve duvar yapısına bağlı olarak odanın hava sıcaklığından daha düşük veya daha yüksek olabilir. Problemi kolaylaştırmak için duvar, tavan ve döşeme sıcaklıklarının, odanın hava sıcaklığına eşit olduğu kabul edilsin. Ayrıca havanın ışınımla etkileşmediği ve vücut yüzeyinin çevreleyen yüzeylere oranla küçük olduğu kabul edilirse, vücuttan, oda duvar, taban ve döşemesine birim zamanda ışınımla olan ısı geçişi 3-10 numaralı denklemle hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_{\text{ışınım}} = \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{\text{çevre}}^4)$$

$$= (0.95)[5.67\times10^{-8}\ \text{W/(m}^2\cdot\text{K}^4)](1.6\text{m}^2)[(34+273)^4 - (20+273)^4]\ \text{K}^4$$

$$= 130.4\ \text{W}$$

Işınım hesaplarında *mutlak* sıcaklıkların kullanıldığı not edilmelidir. Derinin yayma oranı için oda sıcaklığındaki değer kullanılmıştır. Yayma oranının biraz daha yüksek sıcaklıklar için aynı değerde olduğu kabul edilebilir. Vücuttan olan toplam ısı geçişi taşınım ve ışınımla ısı geçişlerinin toplamı olacaktır:

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = \dot{Q}_{\text{taşınım}} + \dot{Q}_{\text{ışınım}} = (134.4 + 130.4)\text{W} = 264.8\ \text{W}$$

Kişi giyinik olsaydı ısı geçişi çok daha az olurdu. Bu nedenle giysilerin bir amacı da ısı geçişine karşı bir engel (yalıtım) oluşturmaktır.

Yukarıdaki hesaplarda ayaklardan döşemeye iletimle ısı geçişi ihmal edilmiştir. Ayrıca sıcak ortamlarda vücuttan ısı geçişinin önemli bir bölümü olan terleme yoluyla ısı geçişi de bu problemde gözönüne alınmamıştır.

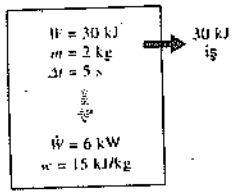
3-3 ■ İŞ

İş de, ısı geçişi gibi, sistemle çevresi arasında bir enerji alışverişidir. Daha önce belirtildiği gibi, enerji kapalı bir sistemin sınırlarını ısı veya iş olarak geçebilir. Bu nedenle, *kapalı bir sistemin sınırlarını geçen enerji eğer ısı değilse, iştir.* Isı geçişi kolaylıkla belirlenebilir, çünkü ona neden olan etken sistemle çevresi arasındaki sıcaklık farkıdır. Bu durumda, kapalı bir sistemle çevresi arasında sıcaklık farkının neden olmadığı enerji alışverişi, iş olarak tanımlanabilir. Daha alışılmış bir tanımla, *iş bir kuvvetin belirli bir yol boyunca etkide bulunması sonucu aktarılan enerjidir.* Hareket halinde bir piston, dönen bir mil, sistem sınırlarını geçen bir elektrik kablosu, sistemle çevre arasında bir iş etkileşiminin olduğunu gösterir.

İş de, ısı gibi enerji geçişinin bir biçimidir, bu nedenle birimi, örneğin kJ gibi, bir enerji birimidir. 1 ve 2 halleri arasında yapılan iş W_{12} veya sadece W ile gösterilir. Sistemin *birim kütlesi* için yapılan iş w ile gösterilir ve

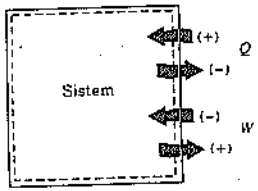
$$w = \frac{W}{m} \quad \text{(kJ/kg)} \tag{3-11}$$

bağıntısıyla tanımlanır. *Birim zamanda* yapılan iş, **güç** diye adlandırılır ve $\dot{W}$ ile gösterilir (Şekil 3-14). Gücün birimi kJ/s veya kW'tır.



ŞEKİL 3-14
w, W ve $\dot{W}$ arasındaki ilişki.

Bir sistem tarafından iş yapılması genellikle olumlu bir etki olarak algılanır, sistem üzerinde iş yapılması ise olumsuz bir etki olarak görülür. Bu kitapta iş için kullanılan işaret kuralı bu felsefeyi yansıtmaktadır: *Sistem tarafından yapılan iş artı, sistem üzerinde yapılan iş ise eksi* kabul edilecektir (Şekil 3-15). Bu kurala göre, bir otomobil motoru, su, buhar veya gaz türbini tarafından yapılan iş artı, bir kompresör, pompa veya elektrikli karıştırıcı (mikser) tarafından tüketilen iş de eksi olacaktır. Başka bir deyişle, bir işlem sırasında *üretilen* iş artı, *tüketilen* iş eksi alınacaktır. Dikkat edilirse sistem iş yaparken enerjisi azalmakta, sistem iş alırken (sistem üzerinde iş yapılırken) enerjisi artmaktadır. Bazı kitaplarda iş için buradakinin tersi olan işaret kuralının kullanıldığı okuyucuya hatırlatılmalıdır.



ŞEKİL 3-15
Isı ve iş için işaret kuralı.

Bazen iş ve ısı etkileşiminin yönünü belirtirken eksi veya artı işaretlerini kullanmak yerine *giren* ve *çıkan* nitelemelerini veya kısaca *g* ve *ç* indislerini kullanmak daha uygun olabilir. Sisteme olan ısı geçişini Q_g, sistemden çevreye olan ısı geçişini $Q_ç$ ile göstermek olasıdır. 5 kJ bir ısı kaybı, $Q = -5$ kJ olarak veya $Q_ç = 5$ kJ olarak ifade edilebilir. Benzer olarak 5 kJ iş yapılması, $W = 5$ kJ olarak veya $W_ç = 5$ kJ olarak ifade edilebilir. Pompalar, kompresörler gibi iş gerektiren makinelerden söz ederken, işi eksi olarak göstermek yerine giren iş olarak göstermek daha rahat olabilir. Bu durumda, örneğin $W = -2$ kW yerine $W_g = 2$ kW yazılabilir.

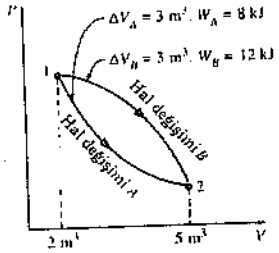
Isı geçişi ve iş, sistemle çevresi arasında bir etkileşimi ifade eder. İkisi arasında birçok benzerlik vardır:

1 Her ikisi de sistemin sınırlarını geçerken anlam kazanır. Başka bir deyişle, ısı ve iş *sınır* olgularıdır.

2 Sistemlerin enerjileri vardır, fakat ısı ve işleri yoktur. Başka bir deyişle, ısı ve iş geçicidir.

3 Her ikisi de bir hal ile değil, bir *hal değişimi* ile ilişkilidir. Özelikler bir hal için belirlenir, oysa bir haldeki ısı ve işten söz etmenin hiçbir anlamı yoktur.

4 Her ikisi de hal değişiminin nasıl geliştiğinin fonksiyonudur. Bu tür fonksiyonlar, *yola bağımlı fonksiyonlar* diye adlandırılır. Başka bir deyişle, değerleri sadece ilk ve son hale değil, aynı zamanda hal değişiminin nasıl gerçekleştiğine bağlıdır.



ŞEKİL 3-16
Özelikler nokta fonksiyonlarıdır, fakat ısı ve iş yola bağımlı fonksiyonlardır (büyüklükleri hal değişiminin izlediği yola bağlıdır).

Yola bağımlı fonksiyonların, tam olmayan diferansiyelleri vardır ve δ simgesiyle gösterilirler. Bu nedenle diferansiyel miktarda ısı veya iş dQ veya dW şeklinde değil, δQ veya δW ile gösterilir. Diğer yanda, özelikler, **nokta fonksiyonlarıdır** ve d ile gösterilen tam diferansiyelleri vardır. Bir hale nasıl ulaşıldığı, özeliğin o haldeki değerini etkilemez. Hacimde diferansiyel miktarda bir değişiklik dV ile gösterilir, 1 ile 2 halleri arasında toplam hacim değişikliği ise

$$\int_1^2 dV = V_2 - V_1 = \Delta V$$

şeklinde gösterilir. 1 ve 2 halleri arasındaki herhangi bir hal değişimi için hacim değişimi, 2 halindeki hacim eksi 1 halindeki hacimdir (Şekil 3-16). Diğer yandan 1-2 hal değişimi sırasında yapılan toplam iş,

$$\int_1^2 \delta W = W_{12} \qquad (\Delta W \text{ değil})$$

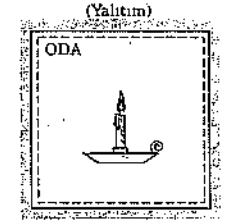
şeklinde gösterilir. Başka bir deyişle, toplam iş ancak hal değişimini izleyip, her adımda yapılan diferansiyel işi (δW) toplama ekleyerek hesaplanabilir. δW'nin integrali $W_2 - W_1$ olamaz, çünkü iş sistemin bir özeliği değildir ve sistemin belli bir haldeki işi anlamsız bir tanımdır.

ÖRNEK 3-2

İyice yalıtılmış bir odada bir mum yanmaktadır. Sistem olarak hava ve mumdan oluşan odayı gözönüne alarak, (*a*) yanma sırasında ısı geçişi olup olmadığını, (*b*) sistemin iç enerjisinde bir değişiklik olup olmadığını belirleyin.

Çözüm (*a*) Şekil 3-17'de kesik çizgilerle gösterildiği gibi odanın iç yüzeyleri sistem sınırını oluşturmaktadır. Isı geçişi, sistem sınırları gözönüne alınarak tanımlanır. Burada oda iyice yalıtılmıştır, başka bir deyişle adyabatik bir sistem söz konusudur. Bu nedenle sistem sınırlarından ısı geçişi yoktur ve hal değişimi için $Q = 0$'dır.

(*b*) İç enerjinin duyulur, gizli, kimyasal ve nükleer enerji gibi değişik biçimlerde olabileceği birinci bölümde açıklanmıştı. Burada belirtilen hal değişiminde kimyasal enerjinin bir bölümü duyulur ısıya dönüşmektedir. Başka bir deyişle, iç enerjinin bir bölümü bir biçimden bir başka biçime dönüşmektedir. Sistemin toplam iç enerjisinde bir artış veya azalma olmadığı için bu hal değişimi sırasında $\Delta U = 0$ olur.

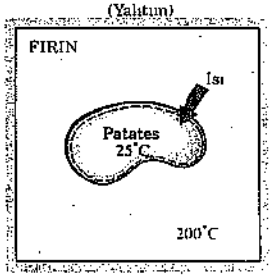


ŞEKİL 3-17
Örnek 3-2'nin genel çizimi.

ÖRNEK 3-3

Başlangıçta sıcaklığı 25 °C olan bir patates, 200 °C sıcaklıkta bir fırında pişirilmektedir (Şekil 3-18). Pişirme işlemi sırasında ısı geçişi olur mu?

Çözüm Bu problem açık bir şekilde sorulmamıştır, çünkü sistem belirsizdir. Patatesin sistem olarak seçildiği düşünülsün. Bu durumda patatesin kabuğu sistem sınırı olacaktır. Fırın içindeki enerjinin bir bölümü kabuktan patatese geçecektir. Enerji geçişi sıcaklık farkından kaynaklandığı için, ısı geçişi söz konusudur.



ŞEKİL 3-18
Örnek 3-3'ün genel çizimi.

ÖRNEK 3-4

İyi yalıtılmış bir elektrik fırını direnç teliyle ısıtılmaktadır. Direnç teli de içinde olmak üzere fırının tamamı sistem olarak seçilirse, burada ısı veya iş etkileşiminden hangisi söz konusu olur?

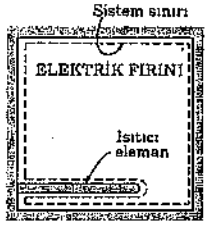
Çözüm Bu problemde fırının iç yüzeyleri, Şekil 3-19'da görüldüğü gibi sistem sınırını oluşturmaktadır. Fırının enerjisinin ısıtma işlemi sırasında arttığı sıcaklık artışından açıkça görülmektedir. Fakat fırının enerjisindeki bu artış fırınla çevre hava arasındaki bir sıcaklık farkından kaynaklanmamaktadır. Bu artış eksi yük taşıyan *elektron* adlı parçacıkların sistem sınırını geçmesinden ve böylece iş yapmasından ileri gelmektedir. Bu nedenle söz konusu olan, iş etkileşimidir.

ŞEKİL 3-19
Örnek 3-4'ün genel çizi

ÖRNEK 3-5

Örnek 3-4'teki soruyu sistem olarak sadece fırının içindeki havayı alarak cevaplayın.

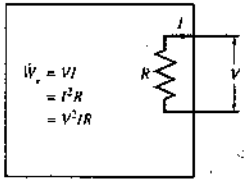
Çözüm Bu kez direnç teli, Şekil 3-20'de görüldüğü gibi sistem sınırının dışında kalmaktadır. Bu nedenle sistem sınırını elektronların geçmesi söz konusu değildir. Burada direnç telinin içinde dönüştürülen enerji, direnç teliyle çevresindeki hava arasındaki sıcaklık farkından dolayı havaya geçecektir. Bu nedenle ısı geçişi söz konusudur.



ŞEKİL 3-20
Örnek 3-5'in genel çizimi.

Her iki durumda da havaya geçen enerji aynıdır. Bu iki örnek, enerji etkileşiminin seçilen sistem sınırına bağlı olarak, ısı veya iş olabileceğini göstermektedir.

Elektrik İşi



ŞEKİL 3-21
Elektrik gücünün, direnç R, akım I ve potansiyel farkı V ile gösterilmesi

Sistem sınırlarını geçen elektronların elektrik işi yaptıkları Örnek 3-4'te belirtilmişti. Bir elektrik alanında, bir tel içindeki elektronlar elektromotor kuvvetlerinin etkisi altında hareket ederler ve iş yaparlar. N coulomb elektron, V potansiyel farkından geçtiği zaman, yapılan elektrik işi

$$W_e = VN \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}12a)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Birim zamanda yapılan elektrik işi ise,

$$\dot{W}_e = VI \qquad \text{(kW)} \qquad (3\text{-}12b)$$

bağıntısıyla bulunur. Burada $\dot{W}$ elektrik gücünü, I ise elektrik akımını, başka bir deyişle birim zamanda akan elektron miktarını göstermektedir (Şekil 3-21). Genelde hem V hem de I zamana bağlıdır, bu bakımdan Δt zaman aralığında yapılan elektrik işi

$$W_e = \int_1^2 VI\, dt \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}13)$$

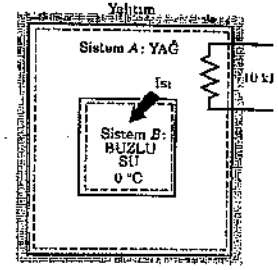
integralinin hesaplanmasıyla bulunur. Eğer Δt zaman aralığında V ve I sabit kalıyorsa, bu bağıntı

$$W_e = VI\,\Delta t \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}14)$$

şeklinde yazılabilir.

ÖRNEK 3-6

İçinde 0 °C sıcaklıkta buzlu su bulunan küçük bir kap, Şekil 3-22'de görüldüğü gibi, iyice yalıtılmış içi yağ dolu bir kaba yerleştirilmiştir. Başlangıçta tüm sistem 0 °C sıcaklıkta ısıl dengededir. Daha sonra yağın içindeki elektrikli ısıtıcı çalıştırılmakta ve 10 kJ elektrik işi yapılmaktadır. Bir süre sonra sistemin gene 0 °C sıcaklığa geldiği fakat iç kaptaki buzun bir bölümünün eridiği gözlenmektedir. A sistemi olarak yağ, B sistemi olarak da buzlu su gözönüne alınsın. Sistem A, sistem B ve yağla buzlu sudan oluşan bileşik sistem için ısı ve iş etkileşimlerini irdeleyin.



ŞEKİL 3-22
Örnek 3-6'nın genel çizimi.

Çözüm Her iki sistemin sınırları Şekil 3-22'de kesik çizgilerle gösterilmiştir. B sisteminin sınırı aynı zamanda A sisteminin iç sınırını oluşturmaktadır.

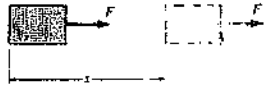
Sistem A: Isıtıcı çalıştırıldığı zaman, elektronlar A sisteminin sınırını geçerek, elektrik işi yapacaktır. Bu iş sistem üzerinde yapılmıştır, bu nedenle $W_A = -10$ kJ olur. Yağ sıcaklığı enerji geçişinden dolayı artacak, yağ ile buzlu su arasında bir sıcaklık farkı doğacaktır. Bu nedenle gerçekleşecek ısı geçişi sonunda yağın sıcaklığı yeniden 0 °C olacaktır. İlk ve son haller aynı olduğu için, ısı geçişi olarak kaybedilen enerjinin, iş olarak kazanılan enerjiye eşit olması gerekir. Bu bakımdan $Q_A = -10$ kJ olur.

Sistem B: B sisteminin sınırındaki tek enerji etkileşimi, A sisteminden olan ısı geçişidir. Yağ tarafından kaybedilen tüm enerji buzlu suya geçecektir. Bu nedenle $W_B = 0$ ve $Q_B = +10$ kJ olur.

Bileşik Sistem: A sisteminin dış sınırı, bileşik sistemin sınırını oluşturmaktadır. Bu sınırdaki tek enerji etkileşimi elektrik işidir. Dış kap yalıtılmış olduğundan sınırdan ısı geçişi olmayacaktır. Bu nedenle $W_{\text{bileşik}} = -10$ kJ ve $Q_{\text{bileşik}} = 0$ olur. Yağdan buzlu suya ısı geçişi, bileşik sistem için sınır etkileşimi değildir, iç enerji sadece yer değiştirmektedir.

3-4 ■ MEKANİK İŞ

İş değişik biçimlerde gerçekleşebilir. Fakat hangi görünümde olursa olsun, iş bir kuvvetin belirli bir yerdeğiştirme süresince etkide bulunmasını gerektirir (Şekil 3-23). Mekanikte, F sabit kuvvetinin etkide bulunduğu bir cisim, kuvvetin etkidiği yönde s uzunluğunda yer değiştiriyorsa, yapılan iş



ŞEKİL 3-23
Yapılan iş uygulanan kuvvete (F) ve kuvvetin etkidiği uzunluğa ( ) bağlıdır.

$$W = Fs \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}15)$$

bağıntısıyla gösterilir. Eğer kuvvet yol boyunca değişiyorsa, toplam iş, diferansiyel miktarlarda işi yol boyunca toplayarak (integral alarak) hesaplanır:

$$W = \int_1^2 F\, ds \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}16)$$

İntegrali alabilmek için, kuvvetin yol boyunca nasıl değiştiğini bilmek gerekir. 3-15 ve 3-16 numaralı denklemler işin sadece büyüklüğünü vermektedir, yön ise problemin fiziğinden kolaylıkla belirlenir. Bir dış kuvvetin sistemin hareket yönünde etkiyerek yaptığı iş eksidir. Sistemin, hareket yönüne ters etkiyen bir kuvvete karşı yaptığı iş ise artıdır.

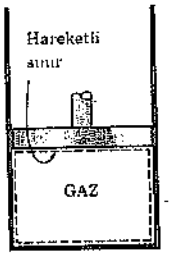
ŞEKİL 3-24
Hareket olmazsa iş yapılmaz.

Sistemle çevresi arasında bir iş etkileşiminin olabilmesi için iki koşulun sağlanması gerekir: (1) Sınırda etkiyen bir *kuvvet* olmalıdır ve (2) sınır *hareket* etmelidir. Bu nedenle sınırda bir yerdeğiştirme olmadan etkiyen kuvvet iş etkileşimine yol açmaz. Benzer olarak sınırın yerdeğiştirmesi sırasında, eğer bu harekete karşı bir kuvvet yoksa iş yapılmaz. Örnek olarak bir gazın vakuma karşı genişlemesi gösterilebilir, burada harekete karşı gelen bir kuvvet olmadığı için iş yapılmamaktadır.

Termodinamik problemlerinin çoğunda söz konusu olan, yukarıda tanımı yapılan mekanik iştir. Mekanik iş sistemin sınırının yerdeğiştirmesi veya sistemin bir bütün olarak hareket etmesi sonucu gerçekleşir (Şekil 3-24). Aşağıda mekanik işin değişik biçimleri açıklanacaktır.

1 Hareketli Sınır İşi

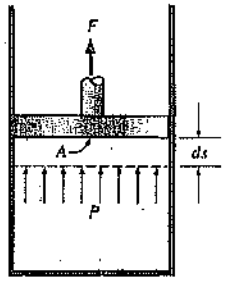
Mekanik işin uygulamada çok sık karşılaşılan bir türü, bir gazın piston-silindir düzeneğinde genişlemesi veya sıkıştırılması sırasında gerçekleşir. Bu işlem sırasında sınırın bir bölümü (pistonun iç yüzü) ileri geri hareket eder. Bu nedenle genişleme veya sıkıştırma işi genellikle **hareketli sınır işi** veya sadece **sınır işi** diye adlandırılır (Şekil 3-25). Bazen de bu işe aşağıda belirtilen nedenlerle PdV işi adı verilir. Hareketli sınır işi otomobil motorlarında yapılan en önemli iş türüdür. Genişleme sırasında yanma sonu gazları pistonu hareket ettirir, bu da krank milinin dönmesini sağlar.



ŞEKİL 3-25
Hareketli sınırla ilişkili iş sınır işi diye adlandırılır.

Gerçek motorlarda veya kompresörlerde hareketli sınır işi sadece termodinamik çözümlemeyle tam olarak hesaplanamaz, çünkü pistonun hızlı hareket etmesi denge hallerinin oluşmasını zorlaştırır. Bu durumda hal değişimi sırasında sistemin geçtiği haller belirli değildir ve hal değişiminin izlediği yol P-V diyagramında çizilemez. İş yola bağımlı bir fonksiyon olduğu için, yol bilinmeden analitik olarak hesaplanamaz. Bu nedenle gerçek motorlarda sınır işi doğrudan yapılan ölçümlerle saptanır.

Bu bölümde, sistemin her an dengede olduğu, *sanki-dengeli bir hal değişimi* sırasında yapılan hareketli sınır işi incelenecektir. Sanki-dengeli hal değişimi veya diğer adıyla sanki-statik hal değişimi, özellikle pistonun yavaş hareket ettiği durumlarda motorlarda da yaklaşık olarak gerçekleşmektedir. Diğer hal değişimleriyle karşılaştırıldığında, motorlarda en çok iş sanki-dengeli bir hal değişimi sırasında gerçekleşir, kompresörlerde yapılan iş ise, en küçük değerini gene sanki-dengeli



ŞEKİL 3-26
Gaz, pistonu iterek ds diferansiyel miktarında hareket ettirirken δW_s diferansiyel miktarında iş yapar.

bir hal değişimi sırasında alır. Aşağıda sanki-dengeli bir hal değişimi sırasında yapılan hareketli sınır işi hesaplanacaktır.

Şekil 3-26'da gösterilen silindir-piston düzeneğini ele alalım. Başlangıçta gazın basıncı P, toplam hacmi V'dir. Pistonun kesit alanı A ile gösterilsin. Piston sanki-dengeli bir biçimde ds kadar hareket ederse, hal değişimi sırasında yapılan diferansiyel büyüklükteki iş

$$\delta W_s = F\,ds = PA\,ds = P\,dV \qquad (3\text{-}17)$$

şeklinde yazılabilir. Başka bir deyişle, diferansiyel büyüklükteki hareketli sınır işi, mutlak basınç P ile diferansiyel hacim değişimi dV'nin çarpımına eşittir. Bu bağıntı hareketli sınır işine, bazen neden $P\,dV$ *işi* dendiğini de açıklamaktadır.

Denklem 3-17'de P, mutlak basıncı simgelemektedir ve her zaman artıdır. Fakat hacim değişimi dV, genişleme (hacim artışı) sırasında artı, sıkıştırma (hacim azalması) sırasında eksi bir değer alacaktır. Bu nedenle sınır işi genişleme işlemi sırasında artı, sıkıştırma işlemi sırasında da eksi değerde olacaktır. Bu sonuç daha önce iş için belirlenen işaret kuralıyla uyum içindedir.

Hal değişimi sırasında, piston hareket ederken yapılan toplam sınır işi, ilk ve son haller arasında yapılan diferansiyel işlerin toplamıdır:

$$W_s = \int_1^2 P\,dV \qquad (\text{kJ}) \qquad (3\text{-}18)$$

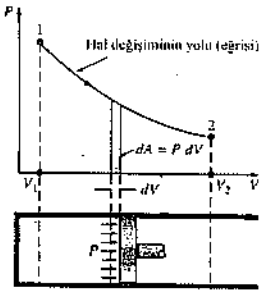
Bu integral P ile V arasındaki fonksiyonel ilişki biliniyorsa hesaplanabilir. Başka bir deyişle, $P = f(V)$ bilinmek zorundadır. Dikkat edilirse $P = f(V)$, hal değişiminin P-V diyagramında izlediği yolu belirtmektedir.

Yukarıda açıklanan sanki-dengeli genişleme işlemi Şekil 3-27'de P-V diyagramında gösterilmiştir. Bu diyagramda diferansiyel alan dA, diferansiyel iş PdV'ye eşittir. 1-2 eğrisi altındaki toplam alan, diferansiyel alanları toplayarak elde edilir:

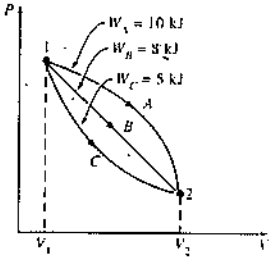
$$\text{Alan} = A = \int_1^2 dA = \int_1^2 P\,dV$$

Bu denklem, denklem 3-18 ile karşılaştırılırsa, *P-V diyagramında hal değişimi eğrisi altında kalan alanın, sanki-dengeli bir genişleme veya sıkıştırma işlemi sırasında yapılan işin büyüklüğüne eşit olduğu görülür.* (*P-v* diyagramında bu alan birim kütle için yapılan sınır işine eşittir.)

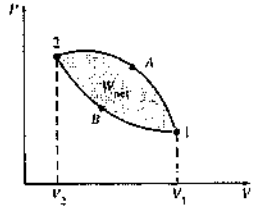
Bir gaz, 1 halinden 2 haline genişlerken değişik hal değişimleri izleyebilir. Genelde her hal değişimi eğrisinin altında kalan alan farklı olacaktır ve bu alan işe eşit olduğundan, her hal değişimi için yapılan iş farklı olacaktır (Şekil 3-28). Bu, beklenen bir sonuçtur, çünkü iş, hal değişimine (yola) bağımlı bir fonksiyondur, ilk ve son haller kadar izlenen hal değişimi de önemlidir. Eğer iş hal değişimine bağımlı bir fonksiyon olmasaydı, otomobil motorları, güç santralleri gibi termodinamik çevrim gerçekleştirerek çalışan sistemler güç üretemezlerdi. Çevrimin bir bölümünde üretilen iş, çevrimin tamamlanması sırasında tüketilirdi. Şekil 3-29'da gösterilen çevrimin net iş üretebilmesi, genişleme sırasında sistem tarafından yapılan işin (*A* eğrisi altında kalan alan), sıkıştırma sırasında, sistem üzerinde yapılan işten (*B* eğrisi altında kalan alan) daha büyük olmasındandır. İkisi arasındaki fark olan net iş W_{net}, şekilde taralı alanla gösterilmiştir.



ŞEKİL 3-27
P-V diyagramında hal değişimi eğrisi altında kalan alan işi gösterir.



ŞEKİL 3-28
Bir hal değişimi sırasında yapılan sınır işi, ilk ve son hallerle hal değişiminin yoluna bağlıdır.



ŞEKİL 3-29
Bir çevrim sırasında yapılan net iş, sistem tarafından yapılan işle sistem üzerinde yapılan iş arasındaki farktır.

Eğer bir sıkıştırma veya genişleme işlemi sırasında, P ile V arasında olan ilişki bir fonksiyon biçiminde değil de deneyle ölçülmüş bir dizi değer olarak verilirse, integral işlemi analitik olarak yapılamaz. Fakat her zaman bu değerleri bir P-V diyagramına işleyip, hal değişimi eğrisini çizmek ve bu eğrinin altında kalan alanı hesaplayarak işi bulmak olanaklıdır.

Sanki-dengeli haller için sınır işinin hesaplanmasını sağlayan 3-18 numaralı denklemin kullanımı gazlarla sınırlı değildir, sıvılar ve katılar için de kullanılabilir.

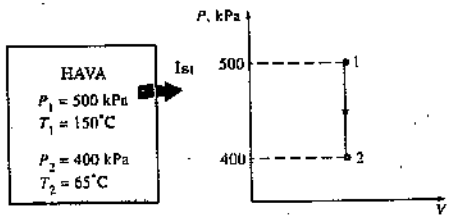
ÖRNEK 3-7

Sabit hacimli kapalı bir kapta, 500 kPa basınç ve 150 °C sıcaklıkta hava bulunmaktadır. Çevreye olan ısı geçişi sonunda kap içindeki sıcaklık ve basınç sırasıyla 65 °C ve 400 kPa olmaktadır. Bu hal değişimi sırasında yapılan sınır işini hesaplayın.

Çözüm Sistem ve hal değişiminin P-V diyagramı Şekil 3-30'da gösterilmiştir. Hal değişiminin sanki-dengeli olduğu kabul edilirse, sınır işi 3-18 numaralı denklemden bulunabilir:

$$W_s = \int_1^2 P\,\underbrace{dV}^{0} = 0$$

Bu beklenen bir sonuçtur, çünkü kap sabit hacimli olduğundan yukarıdaki denklemde dV, sıfıra eşittir. Bu nedenle hal değişimi sırasında sınır işi yapılmamaktadır. Sabit hacimde bir hal değişimi sırasında sınır işi her zaman sıfırdır. Bu durum hal değişiminin P-V diyagramından da açıkça görülmektedir, çünkü hal değişimi eğrisi altında kalan alan sıfırdır.

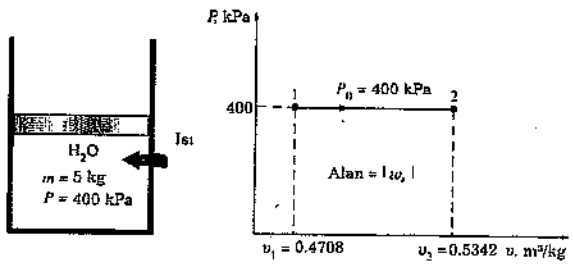


ŞEKİL 3-30
Örnek 3-7'nin genel çizimi ve P-V diyagramı.

ÖRNEK 3-8

Sürtünmesiz bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 400 kPa basınç ve 150 °C sıcaklıkta 5 kg su buharı bulunmaktadır. Daha sonra suya ısı geçişi olmakta ve sıcaklığı 200 °C'ye yükselmektedir. Pistonun serbest hareket edebildiğini ve kütlesinin sabit olduğunu kabul ederek, su tarafından yapılan işi hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin P-v diyagramı Şekil 3-31'de gösterilmiştir. Açıkça belirtilmemiş olmasına karşın, silindir içindeki su buharının basıncı, hal değişimi sırasında sabit kalmaktadır, çünkü atmosfer basıncı ve pistonun ağırlığı hal değişimi sırasında değişmemektedir. Bu nedenle sabit basınçta bir hal değişimi söz konusudur. 3-18 numaralı denklemden sınır işi,



ŞEKİL 3-31
Örnek 3-8'in genel çizimi ve P-v diyagramı.

$$W_s = \int_1^2 P\,dV = P_0 \int_1^2 dV = P_0(V_2 - V_1)$$

veya $V = mv$ olduğundan,

$$W_s = mP_0\,(v_2 - v_1) \qquad (3\text{-}19)$$

yazılır. Özgül hacimler, kızgın buhar tablosundan (Tablo A-6), 1 halinde (400 kPa, 150 °C) v_1 = 0.4708 m³/kg ve 2 halinde (400 kPa, 200 °C) v_2 = 0.5342 m³/kg olarak okunur. Bu değerler yukarıdaki denklemde yerlerine konursa,

$$W_s = (5\text{ kg})(400\text{ kPa})[(0.5342 - 0.4708)\text{ m}^3/\text{kg}]\left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 126.8\text{ kJ}$$

elde edilir. Artı işareti işin sistem tarafından yapıldığını göstermektedir. Başka bir deyişle, sistem, enerjisinin 126.8 kJ kadar bir bölümünü iş yapmak için kullanmıştır. Bu problemde iş, P-V diyagramında hal değişimi eğrisinin altında kalan alanı ($P_0\,\Delta V$) hesaplayarak da bulunabilirdi.

ÖRNEK 3-9

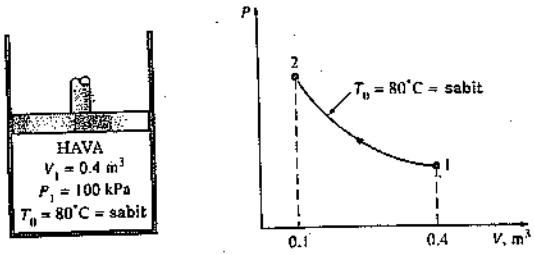
Bir piston-silindir düzeneğinde, başlangıçta 100 kPa basınç ve 80 °C sıcaklıkta 0.4 m³ hava bulunmaktadır. Daha sonra hava, sıcaklığı sabit kalacak biçimde sıkıştırılmakta ve son halde hacmi 0.1 m³ olmaktadır. Hal değişimi sırasında yapılan işi hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin P-V diyagramı Şekil 3-32'de gösterilmiştir. Verilen koşullarda hava mükemmel bir gaz kabul edilebilir, çünkü verilen hal kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığında (havanın ana bileşeni olan azot için T_{cr} = −147 °C ve P_{cr} = 3390 kPa) sıcaklık yüksek ve basınç düşüktür. Mükemmel bir gaz için, sabit T_0 sıcaklığında,

$$PV = mRT_0 = C \qquad \text{veya} \qquad P = \frac{C}{V}$$

yazılabilir. Burada C sabit bir değer olmaktadır. Basınç, denklem 3-18'de yerine konursa,

$$W_s = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 \frac{C}{V}dV = C\int_1^2 \frac{dV}{V} = C\ln\frac{V_2}{V_1} = P_1V_1\ln\frac{V_2}{V_1} \qquad (3\text{-}20)$$



ŞEKİL 3-32
Örnek 3-9'un genel çizimi ve *P-V* diyagramı.

bulunur. Yukarıdaki denklemde P_1V_1, P_2V_2 (veya mRT_0) ile değiştirilebilir. Ayrıca V_2/V_1 yerine de P_1/P_2 yazılabilir, çünkü bu hal değişimi için $P_1V_1 = P_2V_2$ olmaktadır.

Sayısal değerler yukarıdaki denklemde yerine konursa,

$$W_s = (100\text{kPa})\left(0.4\ \text{m}^3\right)\left(\ln\frac{0.1}{0.4}\right)\left(\frac{1\text{kJ}}{1\text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= -55.45\ \text{kJ}$$

elde edilir. Eksi işareti sistem üzerinde iş yapıldığını göstermektedir. Sıkıştırma işlemi için işaret her zaman eksidir.

Politropik Hal Değişimi

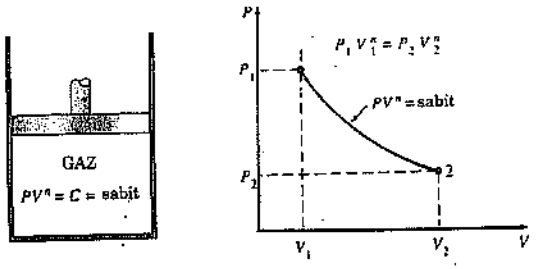
Gerçek gazların genişleme ve sıkıştırma işlemlerinde, basınç ve hacim ilişkisi genellikle $PV^n = C$ denklemine uyar. Burada, n ve C birer sabittir. Bu tür bir hal değişimi **politropik hal değişimi** diye adlandırılır.

Politropik hal değişiminin *P-V* diyagramı Şekil 3-33'te gösterilmiştir. Politropik hal değişiminde basınç,

$$P = CV^{-n} \qquad (3\text{-}21)$$

bağıntısıyla ifade edilir. Bu bağıntı, 3-18 numaralı denklemde yerine konursa,

$$W_s = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 CV^{-n}\,dV = C\frac{V_2^{-n+1} - V_1^{-n+1}}{-n+1} = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1-n} \qquad (3\text{-}22)$$



ŞEKİL 3-33
Politroptik hal değişiminin *P-V* diyagramı.

elde edilir. Dikkat edilirse $C = P_1V_1^n = P_2V_2^n$ olmaktadır. Mükemmel bir gaz için ($PV = mRT$) olduğundan, bu denklem

$$W_s = \frac{mR\left(T_2 - T_1\right)}{1-n}, \qquad n \neq 1 \qquad (\text{kJ}) \qquad (3\text{-}23)$$

şeklinde de yazılabilir. $n = 1$ olması durumu, bir önceki örnekte incelenen sabit sıcaklıkta hal değişimidir.

2 Yerçekimi İşi

Yerçekimi işi, yerçekimi tarafından veya ona karşı yapılan iş olarak tanımlanır. Yerçekimi alanında bir cisim üzerinde etkiyen kuvvet

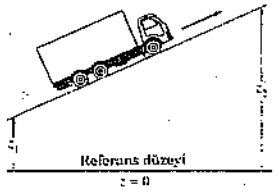
$$F = mg$$

bağıntısıyla verilir. Burada m cismin kütlesi, g ise sabit kabul edilen yerçekimi ivmesidir. Bu cismi z_1 düzeyinden z_2 düzeyine yükseltmek için yapılması gereken iş

$$W_y = \int_1^2 F\,dz = mg\int_1^2 dz = mg\left(z_2 - z_1\right) \qquad (\text{kJ}) \qquad (3\text{-}24)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada $(z_2 - z_1)$ dikey yerdeğiştirmedir (Şekil 3-34). Bu ifadenin *potansiyel enerji değişimini* gösterdiği kolaylıkla anlaşılabilir. 3-24 numaralı denklemden yerçekimi işinin sadece ilk ve son hallere bağlı olup, izlenen yoldan bağımsız olduğu söylenebilir. Ayrıca, yapılan iş, büyüklük olarak sistemin potansiyel enerji değişimine eşittir.

Yerçekimi işinin işareti, gözlemle belirlenebilir: Eğer sistem iş yapıyorsa (sistem aşağı doğru hareket ediyorsa) iş *artıdır*, eğer sistem üzerinde iş yapılıyorsa (sistem yükseliyorsa) iş *eksidir*. Sistem üzerinde yerçekimi işi yapıldığı zaman sistemin potansiyel enerjisi artar.



ŞEKİL 3-34
Bir yokuşu tırmanırken taşıtlar daha çok güç (birim zamanda yapılan iş) gerektirir.

ÖRNEK 3-10

20 kg kütlesi olan bir bavulu 1 m yukarı kaldırmak için yapılması gereken işi hesaplayın (Şekil 3-35).

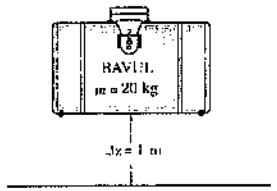
Çözüm Standart yerçekimi ivmesi değerini alarak ve 3-24 numaralı denklemi kullanarak, yapılması gereken iş aşağıda gösterildiği gibi hesaplanır:

$$W_y = mg(z_2 - z_1)$$

$$= (20\,\text{kg})(9.81\,\text{m/s}^2)(1\text{m})\left(\frac{1\,\text{kJ/kg}}{1000\,\text{kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 0.196\ \text{kJ}$$

Başka bir deyişle, bavulu 1 m yukarı kaldırmak için 0.196 kJ iş yapılması gerekmektedir. Bu hal değişimi sırasında, sistemin (bavulun) potansiyel enerjisi 0.196 kJ artmaktadır.



ŞEKİL 3-35
Örnek 3-10'un genel çizimi.

ŞEKİL 3-36
Taşıtlar ivmelenirken daha çok güce (birim zamanda yapılan ivme işi) gerek duyarlar.

3 İvme İşi

Sistemin hızındaki değişmeyle ilgili işe **ivme işi** adı verilir. Kütlesi m olan bir cismi başlangıçtaki V_1 hızından V_2 hızına getirmek için gerekli ivme işi, ivmenin tanımından ve Newton'un İkinci Yasasından belirlenir (Şekil 3-36) :

$$\left.\begin{aligned} F &= ma \\ a &= \frac{dV}{dt} \end{aligned}\right\} \quad F = m\frac{dV}{dt}$$

Diferansiyel büyüklükte bir yerdeğiştirme ds ile hız V arasındaki ilişki

$$V = \frac{ds}{dt} \longrightarrow ds = V\,dt$$

bağıntılarıyla verilir. F ve ds bağıntıları, 3-16 numaralı iş denkleminde yerlerine konursa,

$$W_i = \int_1^2 F\,ds = \int_1^2 \left(m\frac{dV}{dt}\right)(V\,dt) = m\int_1^2 V\,dV = \tfrac{1}{2}m\left(V_2^2 - V_1^2\right) \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}25)$$

elde edilir. Bir cismi hızlandırmak veya yavaşlatmak için yapılması gerekli iş, izlenen yoldan bağımsızdır ve cismin *kinetik enerjisindeki değişime* eşittir.

Sistem iş yapıyorsa (sistem hızlanıyorsa), ivme işi artıdır. Sistem üzerinde iş yapılıyorsa (sistem yavaşlıyorsa) ivme işi eksidir.

ŞEKİL 3-37
Örnek 3-11'in genel çizimi.

ÖRNEK 3-11

900 kg kütlesi olan bir arabayı düz yolda 20 saniyede, duruştan 80 km/h hıza ulaştırmak için gerekli gücü hesaplayın (Şekil 3-37).

Çözüm İvme işi denklem 3-25 kullanılarak hesaplanabilir:

$$W_i = \tfrac{1}{2}m\left(V_2^2 - V_1^2\right) = \tfrac{1}{2}(900\text{kg})\left[\left(\frac{80000\text{ m}}{3600\text{ s}}\right)^2 - 0^2\right]\left(\frac{1\text{kJ}}{1000\text{kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 222.2\text{ kJ}$$

Ortalama güç ise:

$$\dot{W}_i = \frac{W_i}{\Delta t} = \frac{222.2\text{ kJ}}{20\text{ s}} = 11.1\text{ kW (veya 14.9 hp)}$$

Bu değer motor içi sürtünme, yol sürtünmesi ve diğer kayıpların dışında gerekecek güçtür.

4 Mil İşi

Dönen bir mille enerji aktarımına mühendislik uygulamalarında sıkça rastlanır (Şekil 3-38). Genellikle mile uygulanan burulma momenti τ ve buna bağlı olarak kuvvet F sabittir. Verilen bir burulma momenti için n devirde yapılan iş aşağıda gösterildiği gibi hesaplanır: Moment kolu r'ye uygulanan F kuvveti, Şekil 3-39'da görüldüğü gibi τ burulma momentini oluşturur:

$$\tau = Fr \longrightarrow F = \frac{\tau}{r}$$

Bu kuvvet s uzunluğu boyunca uygulanmakta olup, s ve r arasındaki ilişki aşağıda verilmiştir:

$$s = (2\pi r)n$$

Mil işi 3-15 numaralı denklemle hesaplanabilir:

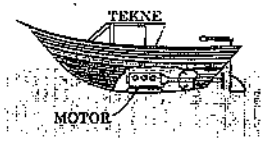
$$W_{mil} = Fs = \left(\frac{\tau}{r}\right)(2\pi rn) = 2\pi n\tau \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}26)$$

Mille iletilen güç, birim zamanda yapılan mil işidir ve

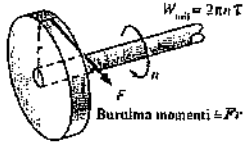
$$\dot{W}_{mil} = 2\pi\dot{n}\tau \qquad \text{(kW)} \qquad (3\text{-}27)$$

bağıntısıyla verilir. Burada $\dot{n}$ birim zamandaki devir sayısıdır.

Mil işi sistem tarafından yapılıyorsa *artı*, sistem üzerinde yapılıyorsa *eksi* alınmalıdır.



ŞEKİL 3-38
Döner mille enerji aktarımına uygulamalarda sıkça rastlanır.



ŞEKİL 3-39
Mil işi uygulanan burulma momentiyle milin devir sayısına bağlıdır.

ÖRNEK 3-12

Bir arabanın krank miline uygulanan burulma momenti 200 N · m ise ve mil dakikada 4000 devir hızla dönüyorsa, krank milinin ilettiği gücü hesaplayın.

Çözüm Problem Şekil 3-40'ta açıklanmıştır. Milin ilettiği güç 3-27 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\dot{W}_{mil} = 2\pi\dot{n}\tau = (2\pi)\left(4000\frac{1}{\text{dakika}}\right)(200\text{N}\cdot\text{m})\left(\frac{1\text{ dakika}}{60\text{ s}}\right)\left(\frac{1\text{ kJ}}{1000\text{ N}\cdot\text{m}}\right)$$

$$= 83.7\text{ kW (veya 112.2 hp)}$$

Arabanın krank milinden iletilen gücün büyüklüğü yukarıda hesaplanmıştır. Mil işinin işareti ise seçilen sisteme bağlı olacaktır.

ŞEKİL 3-40
Örnek 3-12'nin genel çizimi.

5 Yay İşi

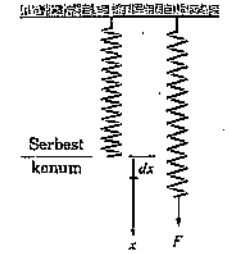
Bir yaya kuvvet uygulandığı zaman uzunluğunun değiştiği bilinen bir olgudur (Şekil 3-41). Bir F kuvveti uygulandığı zaman yay dx diferansiyel büyüklüğü kadar uzarsa, yapılan iş

$$\delta W_{yay} = F\,dx \qquad (3\text{-}28)$$

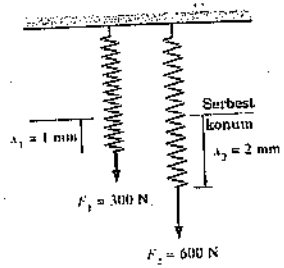
bağıntısıyla verilir. Toplam yay işini hesaplamak için, F ile x arasındaki fonksiyonel ilişkiyi bilmek gerekir. Doğrusal olarak esneyen yaylar için, yerdeğişimi x, uygulanan kuvvet F ile doğru orantılıdır (Şekil 3-42):

$$F = kx \qquad \text{(kN)} \qquad (3\text{-}29)$$

Burada k, yay katsayısı diye adlandırılan orantı sabitidir ve birimi kN/m'dir. Yerdeğiştirme x, yayın serbest olduğu noktadan başlayarak



ŞEKİL 3-41
Yayın, bir kuvvetin etkisi altında uzaması.



ŞEKİL 3-42
Doğrusal bir yayın uzaması, kuvvet iki kat arttırılırsa, iki kat olur.

ölçülür. Başka bir deyişle, x = 0'da F = 0'dır. Yay işi, 3-29 numaralı denklemi 3-28 numaralı denklemde yerine koyarak hesaplanabilir:

$$W_{yay} = \tfrac{1}{2}k\left(x_2^2 - x_1^2\right) \qquad \text{(kJ)} \tag{3-30}$$

Burada x_1 ve x_2, yayın başlangıç ve sondaki yerdeğiştirmeleridir. Bu değerler yayın serbest olduğu noktadan ölçülmektedir.

ÖRNEK 3-13

Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 kPa basınç ve 0.05 m^3 hacminde bir gaz bulunmaktadır. Sistem bu halde iken, katsayısı 150 kN/m olan bir doğrusal yay pistona dokunmakta, fakat herhangi bir kuvvet etkimemektedir. Daha sonra gaza ısı geçişi olmakta ve piston yayı sıkıştırarak, gazın hacmi başlangıçtakinin iki katı olana kadar yükselmektedir. Pistonun kesit alanı 0.25 m^2'dir. (a) Son halde silindir içindeki basıncı, (b) gaz tarafından yapılan toplam işi, (c) toplam işin ne kadarlık bir bölümünün yayı sıkıştırmak için yapıldığını hesaplayın.

Çözüm (a) Sistem ve hal değişiminin P-V diyagramı Şekil 3-43'te gösterilmiştir. Son halde gazın hacmi

$$V_2 = 2V_1 = (2)(0.05\,\text{m}^3) = 0.1\,\text{m}^3$$

olmaktadır. Pistonun (ve yayın) yerdeğişimi

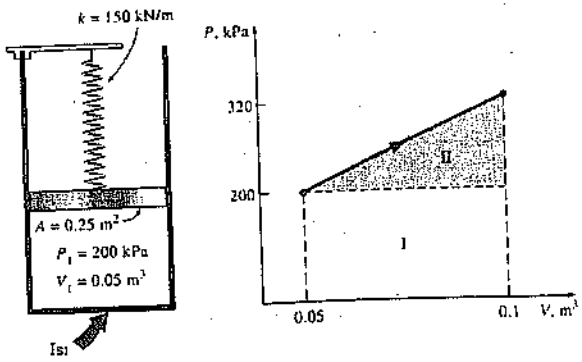
$$x = \frac{\Delta V}{A} = \frac{(0.1 - 0.05)\,\text{m}^3}{0.25\,\text{m}^2} = 0.2\,\text{m}$$

olarak bulunur. Son halde doğrusal yayın etkidiği kuvvet, denklem 3-29'dan hesaplanabilir:

$$F = kx = (150\,\text{kN/m})(0.2\ \text{m}) = 30\,\text{kN}$$

Son halde basıncın, yayın etkidiği kuvvetle ilişkili bölümü

$$P = \frac{F}{A} = \frac{30\,\text{kN}}{0.25\,\text{m}^2} = 120\,\text{kPa}$$



ŞEKİL 3-43
Örnek 3-13'ün genel çizimi ve P-V diyagramı.

olarak hesaplanır. Eğer yay olmasaydı, gazın basıncı piston yükselirken 200 kPa değerinde sabit kalırdı. Fakat yayın etkisi altında basınç doğrusal olarak 200 kPa değerinden, son halde

$$200 + 120 = 320\ \text{kPa}$$

değerine yükselmektedir.

(*b*) Yapılan işi bulmanın kolay bir yolu, hal değişimini P-V diyagramında çizmek ve eğrinin altında kalan alanı hesaplamaktır. Şekil 3-43'te görüldüğü gibi, hal değişimi eğrisinin altında kalan alan (yamuk) kolayca hesaplanabilir:

$$|W| = \text{alan} = \frac{(200 + 320)\,\text{kPa}}{2}\left[(0.1 - 0.05)\,\text{m}^3\right]\left(\frac{1\,\text{kJ}}{1\,\text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = 13\,\text{kJ}$$

Hal değişimi incelendiği zaman, işin sistem tarafından yapıldığı görülmektedir. Bu nedenle işin işareti artıdır.

(*c*) P-V diyagramında, dikdörtgen alan (bölge I) pistona ve atmosfere karşı yapılan işi, üçgen alan da (bölge II) yaya karşı yapılan işi göstermektedir. Bu nedenle:

$$W_{yay} = \tfrac{1}{2}[(320 - 200)\ \text{kPa}]\,(0.05\ \text{m}^3)\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = 3\,\text{kJ}$$

Bu sonuç aynı zamanda 3-30 numaralı denklemi kullanarak da hesaplanabilir:

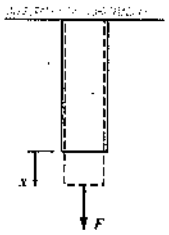
$$W_{yay} = \tfrac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) = \tfrac{1}{2}(150\,\text{kN/m})[(0.2\text{m})^2 - 0^2]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kN}\cdot\text{m}}\right) = 3\,\text{kJ}$$

Esnek Katı Çubuklar Üzerinde Yapılan İş

Katılar genellikle doğrusal yay olarak modellenir, çünkü kuvvetlerin etkisi altında Şekil 3-44'te görüldüğü gibi uzar veya kısalırlar. Kuvvet kaldırıldığı zaman da bir yay gibi başlangıçtaki uzunluklarına dönerler. Yukarıda söylenenler kuvvetin büyüklüğü kalıcı (plastik) yerdeğiştirmelere yol açmayacak sınırlar içinde olduğu sürece, başka bir deyişle esnek (elastik) bölgede olduğu sürece geçerlidir. Bu nedenle doğrusal yay için verilen bağıntılar esnek katı çubuklar için de kullanılabilir. Katı cisimlerde genleşme veya büzülmeyle ilgili işi hesaplamada kullanılabilecek bir ikinci yol da, P basıncının katılardaki karşılığı olan *normal gerilmeyi* $\sigma_n = F/A$ sınır işi için verilen ifadede kullanmaktır:

$$W_{\text{esneme}} = \int_1^2 \sigma_n\, dV = \int_1^2 \sigma_n A\, dx \qquad \text{(kJ)} \tag{3-31}$$

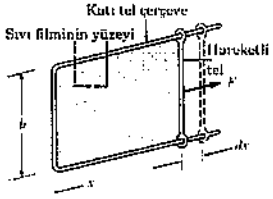
Burada A, çubuğun kesit alanı olmaktadır. Normal gerilmenin birimi nin basınç birimi olduğu not edilmelidir.



ŞEKİL 3-44
Katı çubuklar da bir kuvvetin etkisi altında yay gibi davranırlar.

Sıvı Tabakalarının Gerilmesi ile İlgili İş

Bir tel çerçeveye asılı, sabun tabakasına benzer bir sıvı tabakasını ele alalım (Şekil 3-45). Bu sıvı tabakasını çerçevenin hareket eden parçasıyla germek için bir kuvvet uygulamak gerekir. Bu kuvvet, sıvı hava



ŞEKİL 3-45
Sıvı filminin hareketli bir telle gerilmesi.

arayüzeyinde bulunan moleküller arasındaki mikroskopik düzeyde kuvvetleri yenmek için gereklidir. Sözkonusu mikroskopik kuvvetler yüzey üzerindeki herhangi bir çizgiye dik yöndedirler ve oluşturdukları toplam kuvvete **yüzey gerilmesi** σ_y denir. Yüzey gerilmesinin birimi N/m'dir. Sıvı tabakasının gerilmesiyle ilgili işe bu nedenle *yüzey gerilmesi işi* adı verilir ve aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır:

$$W_{\text{yüzey}} = \int_1^2 \sigma_y \, dA \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}32)$$

Burada, $dA = 2b\,dx$, tabakanın yüzey alanındaki değişmedir. 2 ile çarpım, tabakanın havayla temasta olan iki yüzeyi olduğu içindir. Hareket eden tel üzerinde, yüzey gerilmesine bağlı olarak etkiyen kuvvet, $F = 2b\sigma_s$'dir. σ_s, tabakanın birim uzunluğu için yüzey gerilme kuvvetidir.

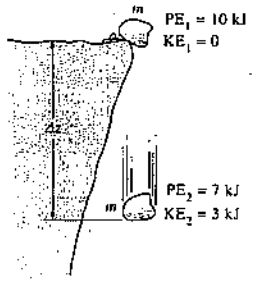
6 Mekanik Olmayan İş

Yukarıda verilen bilgiler, mekanikle ilgili işin hemen hemen tüm biçimlerini kapsamaktadır. Fakat uygulamalarda bazen mekanik olmayan işle de karşılaşılır. Mekanik temele dayanmayan bu işler de *genelleştirilmiş bir kuvvet F*'nin *genelleştirilmiş bir yerdeğişimi x*'e uygulanması şeklinde ifade edilebilir. Bu durumda sözkonusu kuvvetin etkisi altında diferansiyel büyüklükte bir yerdeğişimi için yapılan iş $\delta W = F\,dx$ bağıntısıyla ifade edilir.

Mekanik olmayan bazı iş biçimleri şöyle sıralanabilir: Genelleştirilmiş kuvvet *F*'nin *voltaj (elektrik potansiyeli)*, genelleştirilmiş yerdeğişimi *x*'in *elektrik yükü* olarak alındığı **elektrik işi**. Bu konu yukarıda incelenmişti. Genelleştirilmiş kuvvet olarak manyetik *alan gücünün*, genelleştirilmiş yerdeğişimi olarak manyetik iki kutuplu momentin alındığı **manyetik iş**. Genelleştirilmiş kuvvet olarak *elektrik alan gücünün*, genelleştirilmiş yerdeğişimi olarak *ortam polarizasyonunun* (moleküllerin iki kutuplu elektrik dönme momentlerinin toplamı) alındığı **elektrik polarizasyon işi**. İşin mekanik olmayan biçimlerine ilişkin ayrıntılı incelemeler, bu konulara özel kitaplarda bulunabilir.

3-5 ■ TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ YASASI

Kitapta bu noktaya kadar, enerjinin ısı *Q* gibi, iş *W* gibi ve toplam enerji *E* gibi değişik biçimleri tek tek incelendi, fakat bir hal değişimi sırasında bu enerji biçimlerinin birbirleriyle olan ilişkilerine değinilmedi. *Termodinamiğin birinci yasası* veya diğer adıyla *enerjinin korunumu ilkesi* enerjinin değişik biçimleri arasındaki ilişkileri ve genel olarak enerji etkileşimlerini incelemek için sağlam bir temel oluşturur. Termodinamiğin birinci yasası deneysel gözlemlere dayanarak, enerjinin var veya yok edilemeyeceğini, ancak bir biçimden diğerine dönüşebileceğini vurgular. Bu nedenle bir hal değişimi sırasında enerjinin her zerresinin hesabı verilmek zorundadır. Birinci yasayı matematiksel olarak kanıtlamak olanaksızdır, fakat doğadaki hal değişimlerinin tümünün birinci yasaya uyduğu bilinmektedir, bu da yeterli kanıt sayılmalıdır.



ŞEKİL 3-46
Enerji var veya yok edilemez, sadece biçim değiştirebilir.

Yüksekte bulunan bir taşın potansiyel enerjisi olduğu ve düştüğü zaman bu enerjinin bir bölümünün kinetik enerjiye dönüştüğü herkes

tarafından bilinmektedir (Şekil 3-46). Deneysel sonuçlar, hava direnci gözardı edildiği zaman, potansiyel enerjideki azalmanın ($mg\,\Delta z$), kinetik enerjideki artışa $[m(V_2^2 - V_1^2)/2]$ tam olarak eşit olduğunu göstermektedir. Bu sonuç enerjinin korunumu ilkesini doğrulamaktadır.

Değişik *adyabatik* hal değişimleriyle belirli bir 1 halinden, belirli bir 2 haline geçen bir sistemi ele alalım. Adyabatik oldukları için, hal değişimleri sırasında ısı geçişi söz konusu değildir, fakat bu hal değişimleri sırasında sistemle çevre arasında değişik iş etkileşimleri olabilir. Deneyler sırasında yapılan hassas ölçümler şu sonucu ortaya koymuştur: *Kapalı bir sistemin belirli iki hali arasında gerçekleşebilecek tüm adyabatik hal değişimleri sırasında yapılan net iş, sisteme veya hal değişimlerine bağlı olmaksızın aynıdır.* Adyabatik koşullarda sonsuz sayıda iş etkileşiminin olabileceği düşünüldüğü zaman, yukarıda verilen sonucun çok geniş kapsamlı olabileceği anlaşılmaktadır. Ondokuzuncu yüzyılın birinci yarısında daha çok Joule tarafından yapılan deneylere dayanarak bulunan bu sonuç, başka bir fiziksel ilkeden çıkarılamadığı için temel bir bilimsel ilke olarak kabul edilmiştir. Bu ilke **termodinamiğin birinci yasası** veya kısaca **birinci yasa** diye adlandırılır.

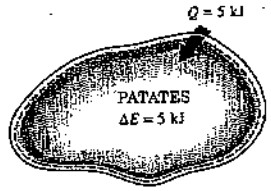
Birinci yasanın en önemli sonuçlarından biri *toplam enerji E* adı verilen özeliğin varlığının ortaya konması ve tanımının yapılmasıdır. Kapalı bir sistemin belirli iki hal arasındaki tüm adyabatik hal değişimleri için net işin aynı olması, net işin sadece ilk ve son hallere bağlı olduğunu, bu nedenle de sistemin bir özeliğindeki değişimle ilişkili olması gerektiğini göstermektedir. Bu özelik *toplam enerji*dir. Birinci yasanın, sistemin verilen bir haldeki toplam enerjisinin değeriyle ilgili olmadığını vurgulamak gerekir. Birinci yasa sadece, adyabatik bir hal değişimi sırasında, sistemin toplam enerji *değişimi*nin net işe eşit olduğunu belirtmektedir. Bu nedenle bir referans hali belirleyip, toplam enerjiye bu halde herhangi bir değer atanabilir.

Birinci yasanın yukarıda verilen ifadesinde enerjinin korunumu kavramı üstü kapalı olarak yer almaktadır. Birinci yasanın özü *toplam enerji* adı verilen özeliğin ortaya konmasıdır. Bununla birlikte, birinci yasa genellikle, enerjinin korunumu ilkesinin bir ifadesi olarak görülür. Aşağıda birinci yasanın veya enerjinin korunumu ilkesinin kapalı sistemler için matematiksel gösterimi, günlük yaşamdan alınan örnek ve gözlemlere dayanarak geliştirilecektir.

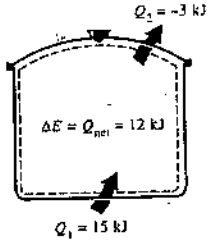
Öncelikle, işin yapılmadığı, sadece ısı geçişinin olduğu birkaç hal değişimini inceleyelim. İlk olarak, daha önce de incelenen fırında patates örneği alınabilir (Şekil 3-47). Patatese olan ısı geçişi sonunda patatesin enerjisi artacaktır. Kütle geçişinin, başka bir deyişle patatesin nem kaybının olmadığını kabul edersek, patatesin toplam enerjisindeki artış, ısı geçişine eşit olacaktır. Eğer patatese 5 kJ ısı geçişi olmuşsa, patatesin enerjisi 5 kJ artacaktır. Böylece, bu örnek için enerjinin korunumu ilkesi $Q = \Delta E$ şeklinde yazılabilir.

İkinci olarak, ocakta çaydanlıkla su ısıtılması örneğini inceleyelim, (Şekil 3-48). Ocaktan suya 15 kJ ısı geçişi olur ve bunun 3 kJ kadarı sudan çevre havaya geçerse, suyun enerji artışı 12 kJ olur. Bu da net ısı geçişine eşittir. Başka bir anlatımla: $Q = Q_{\text{net}} = \Delta E$.

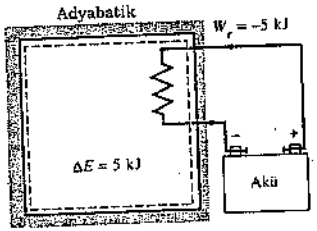
Yukarıda varılan sonuçlar şöyle özetlenebilir: *Sistemle çevresi arasında iş etkileşimlerinin olmadığı durumlarda, kapalı sistemin bir*



ŞEKİL 3-47
Fırındaki patatesin enerjisindeki artış, patatese geçen ısıya eşittir.



ŞEKİL 3-48
İş etkileşiminin olmaması durumunda sistemin enerji değişimi net ısı geçişine eş-



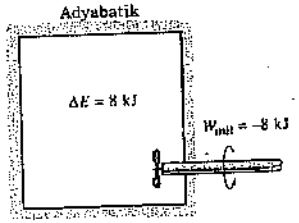
ŞEKİL 3-49
Adyabatik bir sistem üzerinde yapılan iş (elektrik işi), sistemin enerji artışına eşittir.

değişimi sırasındaki toplam enerji değişimi, sistemle çevresi arasındaki net ısı geçişine eşittir. Matematiksel anlatımla:

$$W = 0 \quad \text{olması durumunda,} \quad Q = \Delta E$$

Bu kez de sistem olarak elektrikli ısıtıcıyla ısıtılan, iyi yalıtılmış (bu nedenle adyabatik) bir oda ele alınsın (Şekil 3-49). Yapılan elektrik işinin sonunda, sistemin enerjisi artacaktır. Sistem adyabatik olduğundan çevreyle ısı alışverişi yoktur: $Q = 0$. Enerjinin korunumu ilkesine göre, sistemin enerji artışının, sistem üzerinde yapılan elektrik işine eşit olması gerekir. Başka bir anlatımla: $-W_e = \Delta E$.

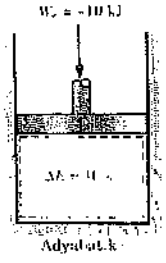
Yukarıdaki bağıntıda eksi işaretinin yer alması, sistem üzerinde yapılan işin eksi kabul edilmesinden kaynaklanmaktadır. Böylece sistem üzerinde yapılan işin sistemin enerjisini artırması, sistem tarafından yapılan işin de sistemin enerjisini azaltması matematiksel olarak sağlanmış olur.



ŞEKİL 3-50
Adyabatik bir sistem üzerinde yapılan iş (mil işi), sistemin enerji artışına eşittir.

Bu kez elektrik ısıtıcısını bir pervaneyle değiştirelim (Şekil 3-50). Karıştırma işleminin sonunda sistemin enerjisi artacaktır. Sistem ve çevresi arasında ısı geçişi olmadığı için ($Q = 0$), pervanenin sistem üzerinde yaptığı iş, sistemin enerji artışı olarak kendini gösterecektir. Başka bir anlatımla: $-W_p = \Delta E$.

Sıkıştırıldığı zaman havanın sıcaklığının arttığını gözlemişsinizdir (Şekil 3-51). Bunun nedeni yapılan sınır işi sonunda havanın enerjisinin artmasıdır. Herhangi bir ısı geçişinin olmaması durumunda ($Q = 0$), yapılan tüm iş, havanın toplam enerjisinin bir bölümü olarak depolanacaktır. Gene enerjinin korunumu ilkesi gereğince, $-W_s = \Delta E$ olacaktır.



ŞEKİL 3-51
Adyabatik bir sistem üzerinde yapılan net iş (sınır işi), sistemin enerji artışına eşittir.

Yukarıdaki örneklerden, *kapalı bir sistemde adyabatik hal değişimi sırasında yapılan iş, sistemin toplam enerji değişimine eşittir,* sonucuna varılabilir. Matematiksel anlatımla:

$$Q = 0 \quad \text{olması durumunda,} \quad -W = \Delta E$$

Artık hem iş hem de ısı etkileşimlerinin olduğu hal değişimleri incelenebilir. Beklendiği gibi, eğer bir hal değişimi sırasında hem iş hem de ısı etkileşimi oluyorsa, sonuç her birinin katkısı toplanarak elde edilecektir. Başka bir deyişle, bir sistemin hal değişimi sırasında, sisteme 12 kJ ısı geçişi oluyor, ayrıca sistem üzerinde pervane tarafından 6 kJ iş yapılıyorsa, sistemin bu hal değişimi sırasındaki net enerji artışı 18 kJ olacaktır (Şekil 3-52).

Sonuçları genelleştirirsek, kapalı sistem olarak tanımlanan, belirli sınırlar içinde bulunan sabit bir kütle için **termodinamiğin birinci yasası** veya **enerjinin korunumu ilkesi** aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\begin{bmatrix}\text{Sisteme veya sistemden}\\ \text{ısı veya iş olarak}\\ \text{net enerji geçişi}\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\text{Sistemin}\\ \text{toplam enerjisindeki}\\ \text{net artış veya azalma}\end{bmatrix}$$

veya

$$Q - W = \Delta E \quad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}33)$$

Burada:

Q, sistem sınırlarından net ısı geçişini ($= \Sigma Q_g - \Sigma Q_ç$),

W, değişik biçimleri kapsayan net işi ($= \Sigma W_g - \Sigma W_ç$),

ΔE, sistemdeki toplam enerji değişimini ($E_2 - E_1$),

g ve $ç$ indisleri ise sistem sınırından giren veya çıkan ısıyı veya işi göstermektedir.

Bölüm 1'de açıklandığı gibi, sistemin toplam enerjisi E, üç parçadan oluşmaktadır: İç enerji U, kinetik enerji KE ve potansiyel enerji PE. Bu nedenle bir hal değişimi sırasında sistemin toplam enerjisinin değişimi, iç enerji, kinetik enerji ve potansiyel enerjisindeki değişimlerin toplamı olarak ifade edilebilir:

$$\Delta E = \Delta U + \Delta \text{KE} + \Delta \text{PE} \quad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}34)$$

Bu bağıntıyı 3-33 numaralı denklemde yerine koyarsak:

$$Q - W = \Delta U + \Delta \text{KE} + \Delta \text{PE} \quad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}35)$$

Burada,

$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$

$$\Delta \text{KE} = (m/2)(V_2^2 - V_1^2)$$

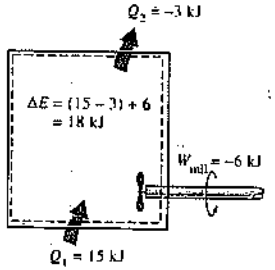
$$\Delta \text{PE} = mg(z_2 - z_1)$$

olmaktadır.

Uygulamada karşılaşılan sistemlerin çoğu hareketsizdir, bu nedenle hızlarında veya kütle merkezlerinin bulunduğu noktada hal değişimi sırasında bir değişiklik olmaz (Şekil 3-53). Böylece, **hareketsiz kapalı sistemlerin** kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişimler gözardı edilebilir ($\Delta \text{KE} = \Delta \text{PE} = 0$) ve birinci yasa sadeleştirilerek

$$Q - W = \Delta U \quad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}36)$$

şeklinde yazılabilir. Eğer ilk ve son haller verilmişse, bu hallerdeki iç enerjiler u_1 ve u_2, özelik tablolarından veya termodinamik bağıntılardan bulunabilir.



ŞEKİL 3-52
Bir hal değişimi sırasında sistemin enerji değişimi, net iş ve çevreyle ısı alışverişinin toplamına eşittir.

Hareketsiz sistemler
$z_1 = z_2 \rightarrow \Delta \text{PE} = 0$
$V_1 = V_2 \rightarrow \Delta \text{KE} = 0$
$\Delta E = \Delta U$

ŞEKİL 3-53
Hareketsiz sistemler için $\Delta \text{KE} = \Delta \text{PE} = 0$'dır. Böylece $\Delta E = \Delta U$ olur.

Bazı durumlarda iş terimini $W_{diğer}$ ve W_s olarak iki kısımda ele almak kolaylık sağlar. Burada $W_{diğer}$, sınır işi dışında yapılan tüm işlerin toplamıdır. Bu ayırımın sonraki bölümlerde özellikle termodinamiğin ikinci yasası incelenirken önem kazandığı görülecektir. Bu durumda birinci yasa şu şekilde yazılabilir:

$$Q - W_{diğer} - W_s = \Delta E \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}37)$$

Daha önce iş ve ısı geçişiyle ilgili olarak üzerinde durulan *işaret kuralı*na uyulması önem taşımaktadır. Sisteme olan ısı geçişiyle sistem tarafından yapılan iş artı, sistemden olan ısı geçişiyle sistem üzerinde yapılan iş eksi alınmalıdır. Sistem hal değişimi sırasında birden çok iş etkileşiminde bulunabilir. Denklem 3-18'le tanımlanan sınır işi, W_s'nin işareti, sınır işi bu denklemle hesaplandığı sürece doğru olacaktır. Diğer iş biçimlerinin işaretleri problemin fiziği gözönüne alınarak bulunmalıdır.

Birinci Yasanın Diğer Yazılış Şekilleri

Kapalı sistemler için birinci yasa değişik şekillerde yazılabilir (Şekil 3-54). Örneğin, 3-33 numaralı denklem, sistemin kütlesiyle bölünürse, birinci yasa **birim kütle** için yazılmış olur:

$$q - w = \Delta e \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (3\text{-}38)$$

3-33 numaralı denklem zaman aralığı Δt ile bölünür ve $\Delta t \to 0$ limiti alınırsa birinci yasa **birim zaman** için yazılmış olur:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE}{dt} \qquad \text{(kW)} \qquad (3\text{-}39)$$

Burada $\dot{Q}$, birim zamanda ısı geçişi, $\dot{W}$, birim zamanda yapılan iş veya güç, dE/dt ise toplam enerjinin zamana göre türevi veya değişimidir.

Birinci yasanın **diferansiyel yazılışı**,

$$\delta Q - \delta W = dE \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}40)$$

veya

$$\delta q - \delta w = de \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (3\text{-}41)$$

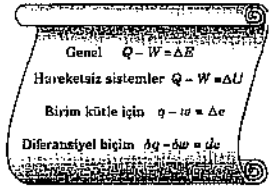
şeklindedir.

Çevrim oluşturan bir hal değişimi için, ilk ve son haller aynıdır. Bu nedenle, $\Delta E = E_2 - E_1 = 0$'dır. Bu durumda çevrim için birinci yasa

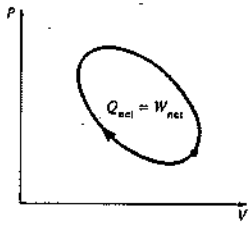
$$Q - W = 0 \qquad \text{(kJ)} \qquad (3\text{-}42)$$

şeklinde yazılır. Başka bir deyişle, çevrim oluşturan bir hal değişimi sırasında net ısı geçişi, net işe eşit olur (Şekil 3-55).

Enerjiyle ilgili büyüklükler olarak iş ve ısı birbirinden o kadar farklı değildir, bunların neden ayrı ayrı ele alındığı sorusu akla gelmiş olabilir. Bir sistemin toplam enerjisindeki değişim, gösterildiği gibi sistem sınırlarını geçen enerjiye bağlıdır. Sınırlardan geçen enerjinin iş veya ısı olması bunu değiştirmez. Isıyı ve işi simgeleyen *enerji etkileşimi* adlı bir büyüklüğün hem ısı hem de işin yerini alabileceği düşünülebilir. Bu şekilde birinci yasa bağıntılarının yazılışı da kolaylaşacaktır. Birinci yasa açısından ısı ve iş birbirinden farklı değildir. Fakat sonraki bölümlerde inceleyeceğimiz ikinci yasa açısından ısı ve iş birbirinden çok farklıdır.



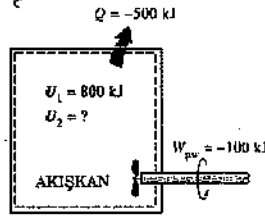
ŞEKİL 3-54
Kapalı sistemler için birinci yasanın yazılış biçimleri.



ŞEKİL 3-55
Çevrim için $\Delta E = 0$, ...ce $Q = W$ olur.

ÖRNEK 3-14

Sabit hacimli kapalı bir kapta bulunan sıcak bir sıvı soğutulurken, bir taraftan da karıştırılmaktadır (Şekil 3-56). Başlangıçta sıvının toplam iç enerjisi 800 kJ' dür. Soğutma işlemi sırasında çevreye 500 kJ ısı geçişi olmaktadır, sıvıyı karıştırmak içinse 100 kJ iş yapılmaktadır. Sıvının son haldeki toplam iç enerjisini hesaplayın.



ŞEKİL 3-56
Örnek 3-14'ün genel çizimi.

Çözüm Sistem olarak kabın içindeki sıvı seçilsin. Sistem sınırları Şekil 3-56'da gösterilmiştir.

Sistem, sınırlarında kütle geçişi olmadığı için, kapalı sistem veya kontrol kütlesidir. Sistem ayrıca hareketsizdir, bu nedenle potansiyel ve kinetik enerji değişimleri sıfırdır. Denklem 3-35 ile verilen enerjinin korunum ilkesi uygulanırsa, U_2 hesaplanabilir:

$$Q - W = \Delta U + \overbrace{\Delta KE}^{0} + \overbrace{\Delta PE}^{0}$$

$$= U_2 - U_1$$

$$-500 \text{ kJ} - (-100 \text{ kJ}) = U_2 - 800 \text{ kJ}$$

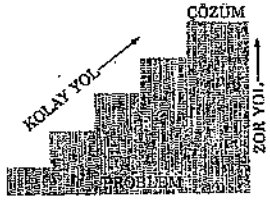
$$U_2 = 400 \text{ kJ}$$

Isı geçişi sistemden çevreye olduğu için eksi, iş de sistem üzerinde yapıldığı için eksi işaretlidir.

3-6 ■ PROBLEM ÇÖZÜMÜNE DÜZENLİ BİR YAKLAŞIM

Bu noktaya kadar, çabalarımızı termodinamiğin temel kavramlarını anlamak üzerinde yoğunlaştırdık. Bu bilgiyle donanmış olarak, önemli mühendislik problemlerini göğüsleyecek duruma geldik. Bilgi, kuşkusuz, problem çözümünde en önemli unsurdur. Fakat termodinamik problemleri ve özellikle karmaşık olanları, düzenli bir çözüm yöntemi gerektirir. Probleme adım adım belli bir düzende yaklaşarak, mühendis büyük ve zor bir problem yerine bir dizi daha kolay problemi çözümlemiş olur (Şekil 3-57).

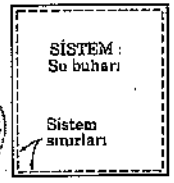
Termodinamik problemlerini çözmek için uygun bir yaklaşım aşağıda örnek bir problem üzerinde açıklanmıştır. Okuyucunun bu yaklaşımı iyice kavraması ve ısrarla kullanması önerilir. Bu şekilde, problem çözümünde karşılaşacağı bazı güçlükleri de yenmiş olacaktır.



ŞEKİL 3-57
Problemin çözümü adım adım yaklaşarak kolaylaşır.

ÖRNEK PROBLEM

0.1 m^3 hacmi olan, sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 500 kPa basınç ve 200 °C sıcaklıkta su buharı bulunmaktadır. Buhar sıcaklığı 50 °C olana kadar soğutulmaktadır. Bu hal değişimi sırasında gerçekleşen ısı geçişini ve kaptaki son basıncı hesaplayın.

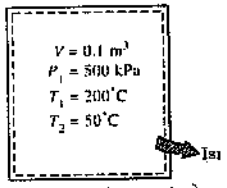


ŞEKİL 3-58
Adım 1: Sistemi ve sistem sınırlarını çizerek gösterin.

Adım 1: Problemin Çizimini Yapın ve Sistemi Belirleyin.

Problemin çözümüne, sistemin fiziksel görünümünü veren bir çizimle başlamak iyi bir alışkanlıktır. Çizimin çok ayrıntılı olması gerekmez, fakat incelenen sistemin geometrisi çizime yansımalıdır. Çözümlenecek olan sistemin sınırları çizimde kesik çizgilerle gösterilmelidir (Şekil 3-58).

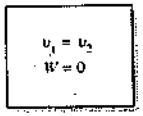
Böylece korunum denklemlerinin uygulanacağı bölge veya sistem açıkça belirtilmiş olur. Basit problemler için sistemin seçimi zor olmayabilir. Örneğin bu problemde kap içindeki buharın seçileceği çok açıktır. Fakat daha karmaşık problemlerde, birden çok mekanik düzen ve hatta birden çok madde olabilir. Bu gibi durumlarda sistemin değişik kısımlarını tek tek ele alıp çözümlemek gerekir. Bu bakımdan her çözümlemeden önce sistemin tanımlanması çok önemlidir.



ŞEKİL 3-59
Adım 2: Verilen bilgileri çizim üzerinde gösterin.

Adım 2: Verilen Bilgileri Çizim Üzerinde Gösterin.

Genellikle bir problemde verilen bilgiler belirli bir sırada verilmemiştir. Çizim üzerinde verilen bilgileri simgeleriyle birlikte göstermek, problemin tümünü birarada görebilmeyi sağlar (Şekil 3-59). Isı ve iş etkileşimleri de çizim üzerinde işaretleriyle birlikte gösterilmelidir.



ŞEKİL 3-60
Adım 3: Basitleştirmeleri not edin.

Adım 3: Probleme Özgü Hususları Not Edin.

Bir hal değişimi sırasında tüm özelikler birden değişmeyebilir. Aynı zamanda tüm hal değişimlerinde ısı geçişi olmayabilir veya iş yapılmayabilir. Genellikle, sıcaklık veya basınç gibi önemli bir özelik hal değişimi sırasında sabit kalır ve bu, problemin çözümünü büyük ölçüde kolaylaştırır. İncelediğimiz örnekte sıcaklık ve basınç değişmektedir, fakat kabın sabit hacimli olduğu verilmiştir (V = sabit, $\Delta V = 0$). Ayrıca sistemin kütlesi de sabittir (m = sabit). Bu nedenle (Şekil 3-60),

$$v = \frac{V}{m} = \text{sabit} \longrightarrow v_2 = v_1$$

olur. Eğer hal değişimi sabit sıcaklıkta (izotermal) olsaydı, $T_2 = T_1$ olurdu. Hal değişimi adyabatik olsaydı $Q = 0$ olurdu. Bu problemde incelenen sistemin hareketli sınırı yoktur, başka bir iş de belirtilmemiştir, bu nedenle iş terimi sıfırdır: $W = 0$.

Adım 4: Yapılan Kabulleri Yazın.

Problemin çözümünde yapılacak basitleştirici kabullerin tamamı yazılmalı ve gerekçeleri belirtilmelidir. Tartışmalı olabilecek kabuller yapılmamalıdır. Termodinamikte yapılan bazı genel kabuller arasında hal değişiminin sanki-dengeli olduğu, sistemin kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edilebileceği, gazın mükemmel gaz olduğu, yalıtılmış sistemlerden ısı geçişi olmadığı gibi kabuller vardır.

Bu problemde incelenen sistem hareketsiz kabul edilebilir, çünkü bunun tersine bir açıklama yoktur. Bu nedenle sistemin kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilir (Şekil 3-61).

Kabuller:
(1) $\Delta PE = 0$ (yükseklik değişikliği belirtilmediği için)
(2) $\Delta KE = 0$ (hız değişikliği belirtilmediği için)

ŞEKİL 3-61
Adım 4: Gerekliyse, gerçekçi kabuller yapın.

Adım 5: Korunum Denklemlerini Uygulayın.

Bu aşamada kütlenin ve enerjinin korunumuna ilişkin bağıntılar sisteme uygulanabilir. Bu denklemlerin en genel yazımıyla başlayıp, yapılan kabullere göre basitleştirmek gerekir (Şekil 3-62). Sayısal değerler denklemlere tüm basitleştirmeler yapıldıktan sonra konmalıdır.

Kütle: $m_2 = m_1 = m$

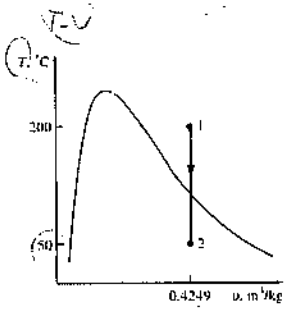
Enerji: $Q - W = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE$ ($\Delta KE = 0$, $\Delta PE = 0$)

$Q = m(u_2 - u_1)$

ŞEKİL 3-62
Adım 5: Korunum denklemlerini uygulayın ve basitleştirmeleri yapın.

Adım 6: Hal Değişim Eğrisini Çizin.

Sistemin ilk ve son hallerini, P-v ve T-v diyagramlarında göstermenin ve hal değişiminin eğrisini çizmenin büyük yararı vardır. Eğer bir özelik hal değişimi süresince sabit kalıyorsa, bunun böyle olduğu diyagramdan anlaşılmalıdır. Ele alınan problemde hacim hal değişimi süresince sabit kalmaktadır. Bu nedenle T-v diyagramında dikey bir doğru olarak görülmektedir (Şekil 3-63). Saf maddeler için hal değişimi eğrileri, doyma eğrileri de gösterilerek çizilmelidir. Bu şekilde, verilen bir halde sistemin hangi bölgede bulunduğu açıkça görülecektir. Bu problem için çizilen diyagramdan buharın ilk halde kızgın buhar, son halde de doyma bölgesinde olduğu açıkça görülmektedir.



ŞEKİL 3-63
Adım 6: Hal değişimini bir P özelik diyagramında gösterin.

Adım 7: Gerekli Özelikleri Bulun ve Bilinmeyenleri Çözün.

Bir haldeki bilinmeyen özelikler, termodinamik bağıntılar veya özelik tabloları yardımıyla bulunabilir. Termodinamik bağıntılar genellikle belirli bir aralıkta geçerlidirler. Bu nedenle bağıntıları kullanmadan önce kısıtlamaları gözden geçirmek ve doğru kullanıldıklarından emin olmak hataları önler. En sık hatalı kullanılan bağıntılardan biri de mükemmel gaz hal denklemidir. Bu denklemin kullanımı kritik basınca göre düşük basınçlarla sınırlı olmasına karşın, bazıları bu denklemi gaz fazında olmayan maddeler için bile dikkatsizce kullanırlar.

Su buharı veya soğutucu akışkan özelik tablolarına bakarken, maddenin kızgın buhar, doymuş sıvı-buhar karışımı veya sıkıştırılmış sıvı bölgelerinden hangisinde olduğunu bilmek gerekir. Bu bilgi verilen değerle, maddenin doymuş sıvı veya doymuş buhar halindeki özelik değerini karşılaştırarak elde edilebilir.

İncelenen problemde, ilk haldeki basınç ve sıcaklık verilmiştir (Şekil 3-64). Verilen basınçta, sıcaklık doyma sıcaklığının üzerinde olduğundan suyun hali kızgın buhar bölgesindedir (sayısal değerler yazılırsa, 200 °C > $T_{doyma,\ 500\ kPa}$ = 151.9 °C). Böylece, ilk haldeki özgül enerji ve özgül hacim değerleri kızgın buhar tablosundan hemen bulunabilir. Suyun son hali ıslak buhar bölgesindedir,

ŞEKİL 3-64
Adım 7: Gerekli özelikleri belirleyin ve problemi çözün.

1 Hali: $P_1 = 500\ kPa$, $T_1 = 200°C$ → $v_1 = 0.4249\ m^3/kg$, $u_1 = 2642.9\ kJ/kg$

2 Hali: $v_2 = v_1 = 0.4269\ m^3/kg$

$T_2 = 50°C$ → $v_f = 0.001\ m^3/kg$, $v_g = 12.03\ m^3/kg$, $u_f = 209.32\ kJ/kg$, $u_g = 2443.5\ kJ/kg$ (Tablo A-4)

$P_2 = P_{doy\ @\ 50°C} = 12.349\ kPa$

$v_2 = v_f + x_2 v_{fg}$

$0.4249 = 0.001 + x_2(12.03 - 0.001)$

$x_2 = 0.0352$

$u_2 = u_f + x_2 u_{fg}$
$= 209.32 + (0.0352)(2443.5 - 209.32)$
$= 288.0\ kJ/kg$

$m = \frac{V}{v} = \frac{0.1\ m^3}{0.4249\ m^3/kg} = 0.235\ kg$

$Q = m(u_2 - u_1)$
$= (0.235\ kg)(288 - 2642.9\ kJ/kg)$
$= -553.4\ kJ$

çünkü özgül hacmi v_2, bu sıcaklıkta doymuş sıvının özgül hacmi v_f'den daha büyük, doymuş buharın özgül hacmi v_g'den daha küçüktür: $v_f < v_2 < v_g$

Sayısal değerler, denklemlerde yerlerine konurken, değişik terimlerin birimlerinin uyuşmasına özen göstermek gerekir. Bu aşamadaki hataların büyük çoğunluğu birimlerin uyuşmamasından ileri gelir. Son olarak, sonuçlar irdelenmeli ve akla yakın gelmeyen değerler kuşkuyla karşılanarak çözümleme yeniden gözden geçirilmelidir.

Yukarıda açıklanan yaklaşım, bundan sonra verilecek örnek problemlerde, her adımı açıkça belirtmeden, sürekli olarak kullanılacaktır. Bazı problemlerde adımların tümünün uygulanması gerekli olmayabilir ve atlanabilir. Fakat problem çözümüne akılcı ve düzenli bir yaklaşımın gerekliliğini ne kadar vurgulasak yeridir. Problem çözümünde karşılaşılan güçlüklerin büyük bir bölümü bilgi noksanlığından değil, bilgiler arasındaki ilişkileri kuramamaktan kaynaklanır. Termodinamikle ilgili herkesin, kendisine en uygun bir çözüm yöntemini oluşturuncaya kadar, belirtilen adımları izlemesi yararlı olacaktır.

ÖRNEK 3-15

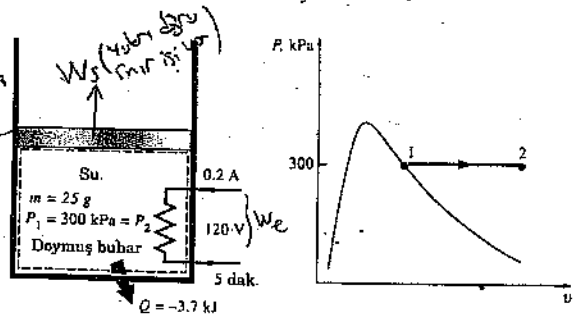
Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 300 kPa basınçta 25 g doymuş su buharı bulunmaktadır. Daha sonra silindir içindeki bir elektrik ısıtıcısı çalıştırılmakta ve 5 dakika süresince ısıtıcıdan, 120 V kaynaktan-sağlanan 0.2 A'lik bir akım geçmektedir. Bu süre içinde silindirden çevreye 3.7 kJ ısı geçişi olmaktadır. (*a*) Kapalı bir sistemde sabit basınçta gerçekleşen bir hal değişimi için, sınır işi W_s ve iç enerji değişimi ΔU'nun birleştirilip, entalpi değişimi ΔH olarak bir terime indirgenebileceğini gösterin. (*b*) Sistemin son sıcaklığını hesaplayın.

Çözüm Piston-silindir düzeneğinde bulunan su ve direnç telleri sistem olarak ele alınsın, sistem sınırları Şekil 3-65'te kesik çizgilerle gösterilmiştir. Şekil 3-65'te aynı zamanda hal değişiminin P-v diyagramı da verilmiştir. Direnç telleri sistemin çok küçük bir bölümünü oluşturmaktadır. Bu nedenle sistemin iç enerji değişiminin sadece suyun iç enerji değişimine eşit olduğu kabul edilebilir.

(*a*) Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilir ve iş, sınır işi ve diğer işler olmak üzere iki bölümde ele alınırsa, birinci yasa (3-35 numaralı denklem) aşağıdaki gibi yazılabilir :

$$Q - W = \Delta U + \Delta KE^{\,0} + \Delta PE^{\,0}$$

$$Q - W_{\text{diğer}} - W_s = U_2 - U_1$$



ŞEKİL 3-65
Örnek 3-15'in genel çizimi ve P-v diyagramı.

Hal değişimi, pistonun kütlesi ve atmosfer basıncı sabit kaldığı için, sabit basınçta gerçekleşmektedir. Bu durumda sınır işi 3-19 numaralı denklemden, $W_s = P_0(V_2 - V_1)$ şeklinde yazılabilir. Bu bağıntı yukarıdaki denklemde yerine konursa,

$$Q - W_{\text{diğer}} - P_0(V_2 - V_1) = U_2 - U_1$$

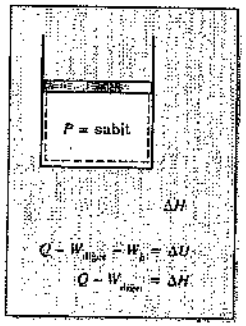
elde edilir.

Fakat $P_0 = P_2 = P_1 \longrightarrow Q - W_{\text{diğer}} = (U_2 + P_2V_2) - (U_1 + P_1V_1)$

ayrıca, $H = U + PV$ olduğu için,

$$Q - W_{\text{diğer}} = H_2 - H_1 \qquad \text{(kJ)} \qquad \text{(3-43)}$$

elde edilir. İstenen bağıntı budur (Şekil 3-66). *Sabit basınçta sanki-dengeli bir hal değişiminden geçen kapalı bir sistem için bu denklemin kullanımı kolaylık getirmektedir, çünkü sınır işi entalpi teriminin içinde kendiliğinden hesaplanmaktadır.*



ŞEKİL 3-66
Sabit basınçta sanki-dengeli bir hal değişimden geçen kapalı sistem için $\Delta U + W_s = \Delta H$ olur.

(*b*) İncelediğimiz örnekte diğer iş adı altında ele almamız gereken, 3-14 numaralı denklemle hesaplanabilecek elektrik işi vardır:

$$W_e = VI\,\Delta t = (120\text{ V})(0.2\text{ A})(300\text{ s})\left(\frac{1\text{ kJ}}{1000\text{ VA}\cdot\text{s}}\right) = 7.2\text{ kJ}$$

1 Hali: $P_1 = 300$ kPa, doymuş buhar $\Big\}$ $h_1 = h_{@\,300\text{ kPa}} = 2725.3$ kJ/kg (Tablo A-5)

Son haldeki entalpi, sabit basınçta bir hal değişiminden geçen kapalı sistem için birinci yasa bağıntısından, başka bir deyişle 3-43 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$Q - W_e = m(h_2 - h_1)$$

$$-3.7\text{ kJ} - (-7.2\text{ kJ}) = (0.025\text{ kg})(h_2 - 2725.3\text{ kJ/kg})$$

$$h_2 = 2865.3\text{ kJ/kg}$$

Basınç ve entalpi bilindiği için son haldeki sıcaklık belirlenebilir:

2 Hali: $P_2 = 300$ kPa, $h_2 = 2865.3$ kJ/kg $\Big\}$ $T_2 = 200\ ^\circ\text{C}$ (Tablo A-6)

Böylece, hal değişiminin sonunda su buharının sıcaklığı 200 °C olmaktadır.

Hesaplamanın tam olması istenirse, potansiyel enerji değişiminin de hesaba katılması gerekir, çünkü su buharının kütle merkezi değişmektedir. Kütle merkezinin 1 m yükseldiği kabul edilsin. Bu durumda su buharının potansiyel enerji değişimi 3-24 numaralı denklemden hesaplanabilir ve 0.0002 kJ değeri bulunur. Bu değer birinci yasa bağıntısında yer alan diğer terimlerin yanında çok küçük kalmaktadır. Bu nedenle, ele alınan probleme benzer problemlerde potansiyel enerji değişimi rahatlıkla gözardı edilebilir.

ÖRNEK 3-16

0.1 m^3 hacmi olan sabit hacimli kapalı bir kapta, başlangıçta 0.8 Mpa basınç ve 60 °C sıcaklıkta soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Soğutucu akışkan-12 daha sonra −5 °C sıcaklığa soğutulmaktadır. (*a*) Soğutucu akışkanın kütlesini,

(*b*) son halde kap içindeki basıncı, (*c*) soğutucu akışkandan olan ısı geçişini hesaplayın.

Çözüm Kap içindeki soğutucu akışkan sistem olarak alınsın. Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin *T*-*v* diyagramında gösterimi Şekil 3-67'de verilmiştir. Hal değişimi sırasında kaba giren veya çıkan kütle olmadığı için, kapalı bir sistem söz konusudur.

(*a*) Kütleyi hesaplamak için, soğutucu akışkanın ilk haldeki özgül hacmi gereklidir, bu değer Tablo A-13'ten bulunabilir:

1 Hali: $P_1 = 0.8$ MPa, $T_1 = 60$ °C $\rightarrow$ $v_1 = 0.02525$ m³/kg, $u_1 = 200.52$ kJ/kg

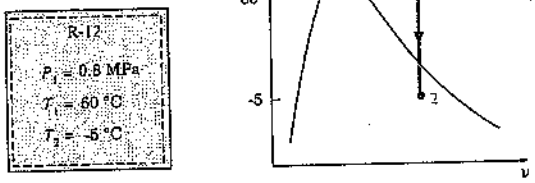
Böylece, $$m = \frac{V}{v_1} = \frac{0.1 \text{ m}^3}{0.02525 \text{ m}^3/\text{kg}} = 3.96 \text{ kg}$$

olarak bulunur.

(*b*) Hal değişimi sabit hacimde gerçekleşmektedir. Bu nedenle $v_1 = v_2 = 0.02525$ m³/kg olur. −5 °C sıcaklıkta, doyma özelikleri Tablo A-11'den okunur:

$v_f = 0.0007078$ m³/kg $\quad u_f = 31.27$ kJ/kg

$v_g = 0.06496$ m³/kg $\quad u_g = 168.42$ kJ/kg



ŞEKİL 3-67
Örnek 3-16'nın genel çizimi ve *T*-*v* diyagramı.

Son halde soğutucu akışkanın doymuş sıvı buhar karışımı bölgesinde olduğu görülmektedir, çünkü $v_f < v_2 < v_g$ olmaktadır. Bu nedenle basınç, −5 °C sıcaklıktaki doyma basıncıdır:

$$P_2 = P_{\text{doyma @ } -5^\circ\text{C}} = 0.26096 \text{ Mpa} \qquad \text{(Tablo A-11)}$$

(*c*) $\Delta KE = \Delta PE = 0$ olduğu kabul edilir ve hal değişimi sırasında herhangi bir iş etkileşimi olmadığı gözönüne alınırsa, birinci yasa bağıntısı aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Q - \cancel{W}^{\,0} = \Delta U + \cancel{\Delta KE}^{\,0} + \cancel{\Delta PE}^{\,0}$$

$$Q = m(u_2 - u_1)$$

u_2'yi hesaplamak için, son halde kuruluk derecesinin bilinmesi gerekir. Kuruluk derecesi aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.02525 - 0.00071}{0.06496 - 0.00071} = 0.382$$

Başka bir deyişle, son halde soğutucu akışkan kütlesinin yüzde 38.2'si buhar fazındadır. Bu durumda,

$$u_2 = u_f + x_2 u_{fg}$$
$$= 31.27 \text{ kJ/kg} + (0.382)[(168.42 - 31.27) \text{ kJ/kg}]$$
$$= 83.66 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur. Son olarak, bulunan değerler birinci yasa bağıntısında yerine konursa, ısı geçişi elde edilir:

$$Q = (3.96 \text{ kg})[(83.66 - 200.52) \text{ kJ/kg}]$$
$$= -462.8 \text{ kJ}$$

Eksi işareti ısı geçişinin sistemden çevreye olduğunu göstermektedir.

ÖRNEK 3-17

Sabit hacimli kapalı bir kap, metal bir perdeyle iki eşit hacimli bölmeye ayrılmıştır. Başlangıçta bölmelerden birinde 200 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta 5 kg su bulunmaktadır. Diğer bölmede vakum vardır. Daha sonra perde kaldırılmakta ve su kabın tüm hacmini doldurmaktadır. Çevreyle olan ısı alışverişi sonunda, su bir süre sonra yeniden 25 °C sıcaklığa gelmektedir. (*a*) Kabın hacmini, (*b*) son haldeki basıncı, (*c*) bu hal değişimi sırasındaki ısı geçişini hesaplayın.

Çözüm Kap içindeki suyu sistem olarak alalım. Sistemin çizimi ve hal değişiminin *P*-*v* diyagramı Şekil 3-68'de gösterilmiştir. Sistem sınırının hal değişimi sırasında değiştiği not edilmelidir.

(*a*) Kap içindeki su başlangıçta sıkıştırılmış sıvıdır, çünkü basıncı (200 KPa), 25 °C sıcaklıktaki doyma basıncından (3.169 kPa) daha yüksektir. Sıkıştırılmış sıvı özeliklerini yaklaşık olarak aynı sıcaklıktaki doymuş sıvının özeliklerine eşit kabul edelim:

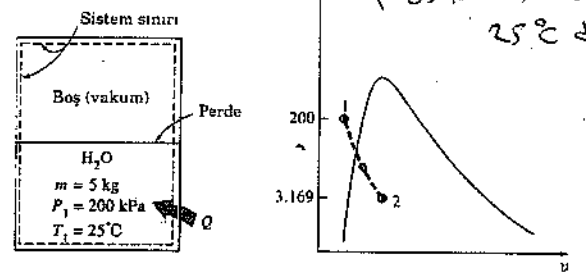
$$v_1 \cong v_{f,\,25^\circ\text{C}} = 0.001003 \text{ m}^3/\text{kg} \cong 0.001 \text{ m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tablo A-4)}$$

Bu durumda suyun ilk haldeki hacmi

$$V_1 = mv_1 = (5 \text{ kg})(0.001 \text{ m}^3/\text{kg}) = 0.005 \text{ m}^3$$

olmaktadır. Kabın toplam hacmi bu değerin iki katıdır:

$$V_{\text{kap}} = (2)(0.005 \text{ m}^3) = 0.01 \text{ m}^3$$



ŞEKİL 3-68
Örnek 3-17'nin genel çizimi ve *P*-*v* diyagramı.

(*b*) Son halde sistem sınırı başlangıçtaki boşluğu da kapsayacak şekilde genişlemiştir. Suyun özgül hacmi

$$v_2 = \frac{V_2}{m} = \frac{0.01\,\text{m}^3}{5\,\text{kg}} = 0.002\,\text{m}^3/\text{kg}$$

olarak hesaplanır. Özgül hacim başlangıçtakinin iki katı olmuştur. Bu, beklenen bir sonuçtur, çünkü sistemin kütlesi sabit kalırken hacmi iki katına çıkmıştır.

25 °C sıcaklıkta: $v_f = 0.001003\ \text{m}^3/\text{kg}$ ve $v_g = 43.36\ \text{m}^3/\text{kg}$ (Tablo A-4)

$v_f < v_2 < v_g$ olduğu için su, son halde, doymuş sıvı-buhar karışımıdır. Bu nedenle basınç 25 °C sıcaklıkta doyma basıncı olacaktır:

$$P_2 = P_{\text{doyma, 25°C}} = 3.169\ \text{kPa} \qquad \text{(Tablo A-4)}$$

(*c*) Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilsin. Ayrıca genişleyen sınırda karşı kuvvet olmadığı (vakum) gözönüne alınırsa, sınır işi sıfır olacaktır. Sınır işi dışında başka bir iş de yoktur. Bu nedenle birinci yasa

$$Q - \cancel{W}^{0} = \Delta U + \cancel{\Delta KE}^{0} + \cancel{\Delta PE}^{0}$$

$$Q = m(u_2 - u_1)$$

şeklini alır. İlk halde,

$$u_1 \cong u_{f,\,25°C} = 104.88\ \text{kJ/kg}$$

olmaktadır. Son haldeki kuruluk derecesi, özgül hacim değerlerinden hesaplanabilir:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.002 - 0.001}{43.36 - 0.001} = 0.000023$$

Son haldeki iç enerji u_2

$$u_2 = u_f + x_2 u_{fg}$$
$$= 104.88\ \text{kJ/kg} + (2.3 \times 10^{-5})(2304.9\ \text{kJ/kg})$$
$$= 104.93\ \text{kJ/kg}$$

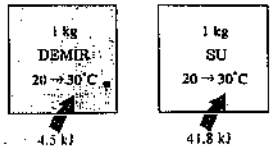
olarak hesaplanır, bulunan değerler birinci yasa bağıntısında yerlerine konursa,

$$Q = (5\,\text{kg})[(104.93 - 104.88)\ \text{kJ/kg}] = 0.25\ \text{kJ}$$

bulunur. Artı işareti ısı geçişinin çevreden suya olduğunu göstermektedir.

3-7 ■ ÖZGÜL ISILAR

Farklı maddelerin eşit kütlelerinin sıcaklığını bir derece artırabilmek için farklı miktarlarda enerji gerektiği, deneyler sonucu bildiğimiz bir olgudur. Örneğin, 1 kg demirin sıcaklığını 20 °C'den 30 °C'ye yükseltmek için 4.5 kJ enerjiye gerek duyulurken, 1 kg suyun sıcaklığını aynı aralıkta artırmak için bunun 9 katı olan 41.8 kJ enerjiye gerek duyulur (Şekil 3-69). Bu nedenle maddelerin enerji depolama yeteneklerini belirten bir özeliğin tanımlanmasına gerek duyulmuştur. Bu özelik özgül ısıdır.



Şekil 3-69
Değişik maddelerin sıcaklığını aynı miktarda artırmak için değişik miktarlarda enerjiye gerek vardır.

Özgül ısı, *bir maddenin birim kütlesinin sıcaklığını bir derece artırmak için gerekli enerji* diye tanımlanmıştır (Şekil 3-70). Genellikle

bu enerji, hal değişiminin nasıl gerçekleştiğine bağlı olarak farklı olacaktır. Termodinamikte iki özgül ısı tanımı yaygın olarak kullanılır: **sabit hacimde özgül ısı** C_v ve **sabit basınçta özgül ısı** C_p.

Fiziksel olarak, sabit hacimde özgül ısı C_v, *maddenin birim kütlesinin sıcaklığını sabit hacimde bir derece yükseltmek için gerekli enerji* diye açıklanabilir. Aynı işlemi basınç sabit kalırken yapmak için gerekli enerji de, C_p veya sabit basınçta özgül ısıdır. Özgül ısılar Şekil 3-71'de açıklanmıştır. Sabit basınçta özgül ısı C_p, sabit hacimde özgül ısı C_v'den her zaman daha büyüktür. Bunun nedeni, sistemin sabit basınçta genişlerken yaptığı iş için, fazladan bir enerjinin gerekli olmasıdır.

Aşağıda özgül ısıların diğer termodinamik özeliklerle ilişkileri belirtilmiştir. İlk olarak, sabit hacimde hal değişimi gerçekleştiren hareketsiz kapalı bir sistem ele alınsın. Bu hal değişimi için sınır işi sıfır olacaktır ($w_s = 0$). Birinci yasa diferansiyel biçimde yazılırsa,

$$\delta q - \delta w_{\text{diğer}} = du$$

olur. Bu denklemin sol tarafı ($\delta q - \delta w_{\text{diğer}}$) sisteme iş ve/veya ısı olarak geçen enerjiyi göstermektedir. C_v'nin tanımından bu enerji $C_v\,dT$'ye eşittir. Burada dT, sıcaklıktaki diferansiyel değişmeyi simgelemektedir. Böylece, sabit hacimde,

$$C_v\,dT = du$$

veya

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \qquad \text{(3-44)}$$

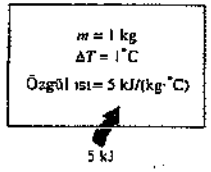
elde edilir. Benzer bir çözümleme, sabit basınçta bir hal değişiminin gerçekleştiği, hareketsiz kapalı bir sistem için yapılabilir. Birim kütle için sınır işi w_s denkleme eklenirse, $\delta q - \delta w_{\text{diğer}} = w_s + \Delta u = \Delta h$ olacaktır. Bu durumda, sabit basınçta özgül ısı C_p şöyle ifade edilebilir:

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \qquad \text{(3-45)}$$

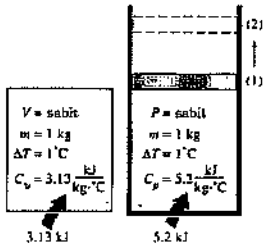
3-44 ve 3-45 numaralı denklemler, C_v ve C_p'yi tanımlayan denklemlerdir ve Şekil 3-72'de açıklanmışlardır.

C_v ve C_p diğer özeliklere bağlı olarak ifade edilmişlerdir, bu nedenle kendileri de birer özeliktir. Diğer tüm özelikler gibi, maddenin özgül ısıları, genelde iki bağımsız yeğin özelik tarafından belirlenen hale bağlıdır. Bir maddenin sıcaklığını bir derece artırmak için gerekli enerji, değişik basınç ve sıcaklıklarda farklı değerde olabilir (Şekil 3-73). Fakat bu fark genelde azdır.

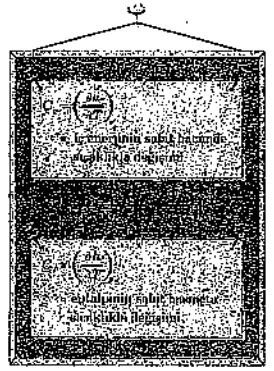
3-44 ve 3-45 numaralı denklemlerle ilgili birkaç gözlem yapılabilir. İlk olarak bu denklemler *özelik bağıntılarıdır* ve *hal değişiminin türünden bağımsızdırlar*. Denklemler herhangi bir madde veya herhangi bir hal değişimi için geçerlidirler. C_v'nin sabit hacimde hal değişimi ile tek ilgisi, C_v'nin sabit hacimde bir hal değişimi sırasında sistemin birim kütlesinin sıcaklığını bir derece artırmak için sağlanması gereken enerjiye eşit olmasıdır. C_v değerleri bu şekilde belirlenir. Ayrıca *sabit hacimde özgül ısı* adı da bu olgudan kaynaklanmıştır. Benzer olarak, sabit basınçta bir hal değişimi sırasında sistemin birim kütlesi-



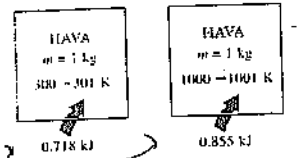
ŞEKİL 3-70
Özgül ısı, maddenin birim kütlesinin sıcaklığını bir derece artırmak için gerekli enerjidir.



ŞEKİL 3-71
Sabit hacimde ve sabit basınçta özgül ısılar C_v ve C_p (verilen değerler helyum gazı içindir).



ŞEKİL 3-72
C_v ve C_p'nin tanımı.



ŞEKİL 3-73
Bir maddenin özgül ısısı sıcaklıkla değişir.

nin sıcaklığını bir derece artırmak için sağlanması gereken enerji, C_p'ye eşittir. C_p değerleri bu yolla belirlenir ve *sabit basınçta özgül ısı* adı da buradan kaynaklanmaktadır.

3-44 ve 3-45 numaralı denklemlerle ilgili bir başka gözlem, C_v'nin *iç enerji* değişimleriyle, C_p'nin de *entalpi* değişimleriyle ilişkili olmalarıdır. Aslında C_v'yi, *bir maddenin sıcaklığı sabit hacimde bir derece değişirken özgül iç enerjisinde olan değişim* diye tanımlamak daha doğrudur. Benzer olarak C_p de *bir maddenin sıcaklığı sabit basınçta bir derece değişirken özgül entalpisinde olan değişim* diye tanımlanabilir. Başka bir deyişle, C_v maddenin iç enerjisinin sıcaklıkla değişiminin bir ölçüsüdür, C_p ise maddenin entalpisinin sıcaklıkla değişiminin bir ölçüsüdür.

Bir maddenin hem iç enerjisi, hem de entalpisi değişik biçimlerde enerji geçişiyle değişebilir. Isı geçişi bunlardan sadece bir tanesidir. Bu nedenle, enerji geçişinin sadece ısı geçişiyle olduğunu, hatta enerjinin ısı olarak depolandığını çağrıştıran, *özgül ısı* yerine *özgül enerji* teriminin kullanılması daha doğrudur.

Özgül ısı için yaygın olarak kullanılan birimler kJ/(kg · °C) veya kJ/(kg · K)'dir. Bu iki birimin *aynı* olduğu not edilmelidir, çünkü ΔT(°C) = ΔT(K) olup, 1 °C sıcaklık değişimi 1 K sıcaklık değişimine eşdeğerdir, (Bölüm 1-10'a bakın). Özgül ısılar bazen *mol miktarı* ile belirtilir. Bu şekilde verildiklerinde, $\overline{C}_v$ ve $\overline{C}_p$ ile gösterilirler ve birimleri kJ/(kmol · °C) veya kJ/(kmol · K) olur.

3-8 ■ MÜKEMMEL GAZLARIN İÇ ENERJİ, ENTALPİ VE ÖZGÜL ISILARI

İkinci bölümde mükemmel gaz; sıcaklık, basınç ve özgül hacmi arasındaki ilişki,

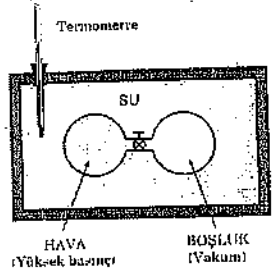
$$Pv = RT$$

bağıntısıyla verilen gaz olarak tanımlanmıştı.

Mükemmel gazın iç enerjisinin sadece sıcaklığın fonksiyonu olduğu, matematiksel olarak (Bölüm 11) ve deneysel olarak (Joule, 1843) gösterilmiştir. Başka bir anlatımla,

$$u = u(T) \qquad (3\text{-}46)$$

yazılabilir. Yaygın olarak bilinen deneyinde, Joule bir boru ve vanayla birbirine bağlanmış iki kabı Şekil 3-74'te görüldüğü gibi bir su banyosuna yerleştirmiştir. Başlangıçta kaplardan birini yüksek basınçta havayla doldurmuş, diğerini vakum sağlanacak şekilde tümüyle boşaltmıştır. Isıl denge kurulduktan sonra, vanayı açarak havanın basınçlar eşit olana kadar bir kaptan diğerine geçmesini sağlamıştır. Joule, bu işlem sırasında su banyosunun sıcaklığında herhangi bir değişiklik gözlememiş ve havadan suya veya sudan havaya bir ısı geçişi olmadığı sonucuna varmıştır. Hal değişimi sırasında iş yapılmadığını da gözönüne alarak, basıncı ve hacmi değişmesine karşın havanın iç enerjisinin değişmediği yargısına varmıştır. Buna dayanarak Joule, mükemmel gazlarda iç enerjinin sadece sıcaklığın fonksiyonu olduğunu, basınç ve hacme bağlı olmadığını öne sürmüştür. Daha sonraki yıllarda Joule gerçek gazlar için aynı savın geçerli olmadığını da göstermiştir.



ŞEKİL 3-74
Joule'ün deney düzeneğinin genel çizimi.

Mükemmel gaz hal denklemini ve entalpinin tanımını kullanarak,

$$\left.\begin{aligned} h &= u + Pv \\ Pv &= RT \end{aligned}\right\} \quad h = u + RT$$

yazılabilir. R bir sabit, ayrıca $u = u(T)$ olduğundan dolayı mükemmel gazın entalpisi de sadece sıcaklığın fonksiyonudur:

$$h = h(T) \qquad (3\text{-}47)$$

Mükemmel bir gaz için u ve h sadece sıcaklığın fonksiyonu olduklarından, C_v ve C_p de sadece sıcaklığa bağlıdırlar. Bu nedenle, *verilen bir sıcaklıkta, mükemmel gazın u, h, C_v ve C_p değerleri basınç ve hacim ne olursa olsun sabit kalacaktır* (Şekil 3-75). Mükemmel gazlar için 3-44 ve 3-45 numaralı denklemlerde kısmi türevler kullanılması gerekmez. Mükemmel bir gazın iç enerji ve entalpisi,

$$du = C_v(T)\,dT \qquad (3\text{-}48)$$

ve

$$dh = C_p(T)\,dT \qquad (3\text{-}49)$$

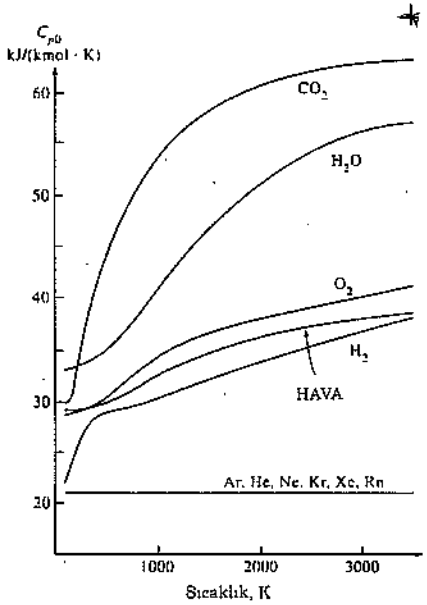
bağıntılarıyla gösterilebilir. Bir hal değişimi sırasında, mükemmel gazın iç enerji ve entalpi değişimleri, yukarıdaki denklemlerin integrali alınarak hesaplanabilir:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 C_v\,dT \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (3\text{-}50)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 C_p\,dT \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (3\text{-}51)$$

$u = u(T)$
$h = h(T)$
$C_v = C_v(T)$
$C_p = C_p(T)$

ŞEKİL 3-75
Mükemmel gazlar için u, h, C_v, C_p sadece sıcaklıkla değişir.



ŞEKİL 3-76
Bazı gazların mükemmel gaz özgül ısıları ($\overline{C}_{p0}$ denklemleri için Tablo A-2c'ye bakın).

Bu integrallerin alınabilmesi için C_v ve C_p'nin sıcaklıkla değişimini veren bağıntıların bilinmesi gerekir.

Düşük basınçlarda, tüm gerçek gazlar mükemmel gaz davranışına yaklaşırlar, bu nedenle özgül ısıları sadece sıcaklığın fonksiyonu olur. Gerçek gazların düşük basınçlarda özgül ısıları *mükemmel-gaz özgül ısısı* veya *sıfır basınç özgül ısısı* diye adlandırılır ve C_{v0}, C_{p0} ile gösterilir. Mükemmel gazların özgül ısıları için deneyler sonucu veya moleküllerin istatistiksel davranışlarından yola çıkarak bulunan hassas analitik bağıntılar vardır. Bazı gazlar için özgül ısılar Ekte, Tablo A-2c'de üçüncü dereceden polinomlarla ifade edilmiştir. Bazı bilinen gazlar için $\bar{C}_{p0}(T)$'nin sıcaklıkla değişimi Şekil 3-76'da gösterilmiştir.

Mükemmel gaz özgül ısı değerlerinin kullanımı düşük basınçlarla kısıtlanmıştır, fakat gerçek gaz mükemmel gaz davranışından çok çok ayrılmadığı sürece, orta basınçlarda da, küçük bir hatayla kullanılabilir.

3-50 ve 3-51 numaralı denklemlerdeki integraller basit fakat zaman alıcıdır. Zaman alıcı hesaplara girmemek için, bazı gazlara ilişkin u ve h değerleri, küçük sıcaklık aralıklarında hesaplanarak tablolarla verilmiştir. Bu tablolar belirli bir referans noktası seçip bunu 1 hali olarak saptadıktan sonra 3-50 ve 3-51 numaralı denklemlerdeki integraller alınarak hazırlanmışlardır. Ekte, mükemmel gazlar için verilen tablolarda sıfır kelvin sıcaklığı referans noktası olarak alınmış, bu halde iç enerji ve entalpi değerleri sıfır kabul edilmiştir (Şekil 3-77). Referans noktası seçiminin Δu ve Δh hesapları üzerinde hiçbir etkisi yoktur. Ekte verilen u ve h değerleri hava için (Tablo A-17) kJ/kg birimlerinde, diğer gazlar için (N_2, O_2, CO_2, H_2O ve H_2) kJ/kmol birimlerinde (Tablo A-18, A-22) verilmiştir. kJ/kmol biriminin kullanılması kimyasal reaksiyonların termodinamik çözümlemesinde kolaylık sağlar.

HAVA

T, K	u, kJ/kg	h, kJ/kg
0	0	0
⋮	⋮	⋮
300	214.07	300.19
310	221.25	310.24
⋮	⋮	⋮

ŞEKİL 3-77

Mükemmel gaz tabloları hazırlanırken, 0 K referans sıcaklığı olarak seçilir.

Şekil 3-76 ile ilgili bazı gözlemler yapılabilir. İlk olarak, iki veya daha çok atomdan oluşan karmaşık moleküllere sahip gazların özgül ısıları daha büyüktür ve sıcaklıkla artar. Ayrıca özgül ısıların sıcaklıkla değişimleri düzgün olup, birkaç yüz dereceyi aşmayan sıcaklık aralıklarında doğrusal kabul edilebilir. Bu durumda 3-50 ve 3-51 numaralı denklemlerle tanımlanan özgül ısı fonksiyonlarının yerini, sabit ortalama özgül ısı değerleri alabilir. İntegraller alınırsa,

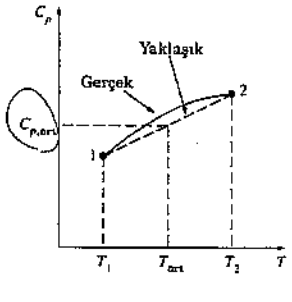
$$u_2 - u_1 = C_{v,\text{ort}}(T_2 - T_1) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{3-52}$$

ve

$$h_2 - h_1 = C_{p,\text{ort}}(T_2 - T_1) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{3-53}$$

elde edilir. Bazı bilinen gazların özgül ısıları sıcaklığın fonksiyonu olarak Tablo A-2b'de verilmiştir. Ortalama özgül ısı değerleri $C_{v,\text{ort}}$ ve $C_{p,\text{ort}}$, bu tablodan $(T_1 + T_2)/2$ ortalama sıcaklığında Şekil 3-78'de gösterildiği gibi hesaplanabilir. Eğer son haldeki sıcaklık T_2 bilinmiyorsa, özgül ısılar T_1 sıcaklığında veya tahmini bir ortalama sıcaklıkta hesaplanabilir. Bulunan özgül ısı değerleri kullanılarak son haldeki sıcaklık T_2 belirlenir. Bulunan değerin daha hassas olması isteniyorsa bu işlemler elde edilen yeni ortalama sıcaklıkla tekrarlanabilir.

Ortalama özgül ısıları hesaplamanın bir başka yolu da, özgül ısılar T_1 ve T_2 sıcaklıklarında hesaplandıktan sonra, ortalamalarını almaktır. Genelde her iki yöntemde iyi sonuç verir ve birinin diğerinden daha üstün olduğu söylenemez.

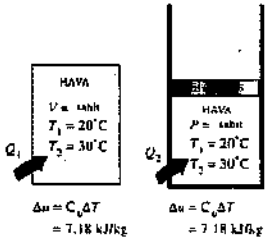


ŞEKİL 3-78

Küçük sıcaklık aralıklarında özgül ısıların sıcaklıkla doğrusal olarak değiştiği kabul edilebilir.

Şekil 3-76'dan yapılabilecek bir başka gözlem de, argon, neon, helyum gibi *tek atomlu gazların* mükemmel gaz özgül ısılarının tüm sıcaklık aralığı boyunca sabit kaldıklarıdır. Bu gazların Δu ve Δh *değerleri* 3-52 ve 3-53 numaralı denklemlerden kolaylıkla hesaplanabilir.

Yukarıda verilen Δu ve Δh bağıntıları herhangi bir hal değişimiyle sınırlı değildir. Tüm hal değişimleri için geçerlidir. Bir denklemde sabit hacimde özgül ısı C_v'nin yer alması denklemin sadece sabit hacimde hal değişimleri için kullanılabileceği izlenimini vermemelidir. Tam tersine $\Delta u = C_{v,\text{ort}}\,\Delta T$ bağıntısı herhangi bir gaz için ve herhangi bir hal değişimi için geçerlidir (Şekil 3-79). Benzer bir değerlendirme C_p ve Δh için de yapılabilir.



ŞEKİL 3-79

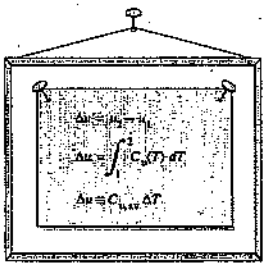
$\Delta u = C_v\,\Delta T$ bağıntısı, sabit hacimde olsun veya olmasın tüm hal değişimleri için geçerlidir.

Özetle, mükemmel gazların iç enerji ve entalpi değişimlerini hesaplamak için üç yol vardır (Şekil 3-80):

1 Tablolarla verilmiş u ve h değerleri kullanılabilir. Tablolar bulunabiliyorsa en hassas ve en kolay yol budur.

2 C_v ve C_p değerlerini sıcaklığın fonksiyonu olarak veren bağıntıları kullanarak integral alınabilir. El hesapları için bu yol zaman alıcıdır, ancak bilgisayarda yapılan hesaplar için çok elverişlidir. Elde edilen sonuçlar çok hassastır.

3 Ortalama özgül ısı değerleri kullanılabilir. Bu yol kolayca uygulanabilir ve özelik tabloları bulunamadığı zaman çok uygundur. Sıcaklık aralığı çok büyük olmadığı sürece sonuçlar oldukça hassastır.



ŞEKİL 3-80

Mükemmel Gazlar için Özgül Isı Bağıntıları

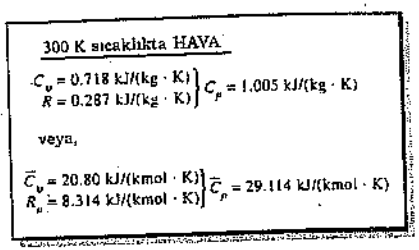
C_p ve C_v arasında özel bir bağıntı, $h = u + RT$ denkleminin türevini alarak elde edilebilir:

$$dh = du + R\,dT$$

dh yerine $C_p\,dT$ ve du yerine $C_v\,dT$ konur ve elde edilen bağıntı dT ile bölünürse,

$$\boxed{C_p = C_v + R} \quad \text{[kJ/(kg·K)]} \tag{3-54}$$

elde edilir. Bu bağıntı mükemmel gazlarla ilgili önemli bir bağıntıdır, çünkü C_p ve R bilindiği zaman C_v'nin bulunmasına olanak sağlar.



ŞEKİL 3-81
Mükemmel bir gazın C_p'si, C_v ve R biliniyorsa hesaplanabilir.

Özgül ısılar mol esasına göre verilmişse, yukarıdaki bağıntıda yer alan R, üniversal gaz sabiti R_u ile değiştirilmelidir (Şekil 3-81):

$$\overline{C}_p = \overline{C}_v + R_u \qquad [\text{kJ/(kmol}\cdot\text{K)}] \tag{3-55}$$

Bu aşamada, bir başka mükemmel gaz özeliği olan, **özgül ısıların oranı** k tanımlanacaktır:

$$k = \frac{C_p}{C_v} \tag{3-56}$$

Özgül ısıların oranı da sıcaklığın fonksiyonudur. Fakat özgül ısıların oranının sıcaklıkla değişimi çok belirgin değildir. Tek atomlu gazlar için k sabit olup 1.667 değerindedir. Hava ve iki atomlu gazların birçoğu için oda sıcaklığında özgül ısıların oranı yaklaşık 1.4 değerindedir.

ÖRNEK 3-18

200 kPa basınç ve 300 K sıcaklıktaki hava, sabit basınçta 600 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Havanın birim kütlesinin iç enerji artışını, (*a*) hava tablosunda verilen değerleri kullanarak (Tablo A-17), (*b*) özgül ısıyı sıcaklığın fonksiyonu olarak veren bağıntıyı kullanarak (Tablo A-2*c*), (*c*) ortalama özgül ısı değerini kullanarak (Tablo A-2*b*) hesaplayın.

Çözüm Verilen koşullarda havayı mükemmel gaz kabul edebiliriz, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığında sıcaklığı yüksek, basıncı düşüktür (havanın ana bileşeni azot için T_{cr} = −147 °C ve P_{cr} = 3390 kPa). Mükemmel bir gazın iç enerji değişimi Δu, hal değişiminden bağımsız olup, sadece ilk ve son sıcaklığa bağlıdır. Bu nedenle aşağıda verilen çözüm, belirtilen ilk ve son hallere sahip tüm hal değişimleri için geçerlidir.

(*a*) Havanın iç enerji değişimini hesaplamanın yollarından biri, Tablo A-17'den T_1 ve T_2 sıcaklıklarında u değerlerini okumak ve aradaki farkı hesaplamaktır:

$$u_1 = u_{300\,K} = 214.07 \text{ kJ/kg}$$

$$u_2 = u_{600\,K} = 434.78 \text{ kJ/kg}$$

Böylece, $$\Delta u = u_2 - u_1 = (434.78 - 214.07) \text{ kJ/kg} = 220.71 \text{ kJ/kg}$$

(*b*) Havanın iç enerji değişimi, özgül ısıyı sıcaklığın fonksiyonu olarak veren bağıntı kullanılarak şöyle bulunabilir: Hava için $\overline{C}_p$ (*T*) Tablo A-2*c*'de üçüncü dereceden bir polinomla ifade edilmiştir:

$$\overline{C}_p(T) = a + bT + cT^2 + dT^3$$

Burada a = 28.11, b = 0.001967, c = 0.4802 × 10^{-5} ve d = −1.966 × 10^{-9} olmaktadır; (Tablo A-2*c*). 3-55 numaralı denklemden yararlanarak,

$$\overline{C}_v(T) = \overline{C}_p - R_u = (a - R_u) + bT + cT^2 + dT^3$$

yazılabilir. 3-50 numaralı denklem iç enerji değişimini hesaplamak için kullanılırsa,

$$\Delta\overline{u} = \int_1^2 \overline{C}_v(T)\,dT$$
$$= \int_{T_1}^{T_2} \left[(a - R_u) + bT + cT^2 + dT^3\right] dT$$

şeklinde yazılır. İntegral alınır ve sayısal değerler yerlerine konursa,

$$\Delta\overline{u} = 6447.15 \text{ kJ/kmol}$$

değeri bulunur. Birim kütle için iç enerji değişimi, bu değerin havanın mol kütlesine (Tablo A-1) bölünmesiyle elde edilir:

$$\Delta u = \frac{\Delta\overline{u}}{M} = \frac{6447.15 \text{ kJ/kmol}}{28.97 \text{ kg/kmol}} = 222.55 \text{ kJ/kg}$$

Bu değer tam sonuca göre yüzde 0.8 farklıdır.

(*c*) Sabit hacimde özgül ısının ortalama değeri, ortalama sıcaklık $(T_1+T_2)/2$ = 450 K için, Tablo A-2*b*'den,

$$C_{v,ort} = C_{v,450K} = 0.733 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

bulunur. Böylece,

$$\Delta u = C_{v,ort}(T_2 - T_1) = [0.733 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}][(600 - 300)\text{K}]$$
$$= 219.9 \text{ kJ/kg}$$

olarak hesaplanır. Elde edilen sonuç tam değer olan 220.71 kJ/kg'dan sadece yüzde 0.4 farklıdır. Bu sonuç şaşırtıcı değildir, çünkü C_v 'nin doğrusal olarak değiştiği kabulü, sıcaklık aralığı sadece birkaç yüz derece olduğu zaman geçerli bir kabuldür. Eğer T_{ort} yerine T_1 = 300 K'deki C_v değeri kullanılsaydı, sonuç 215.4 kJ/kg olurdu. Bu değerdeki hata yaklaşık yüzde 2'dir. Bu mertebede hatalar mühendislik uygulamalarında genellikle kabul edilebilir ölçüler içindedir.

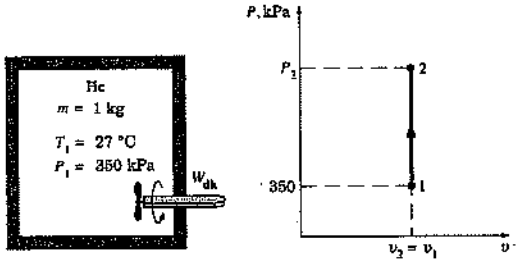
ÖRNEK 3-19

Sabit hacimli yalıtılmış bir kapalı kapta, başlangıçta 27 °C sıcaklık ve 350 kPa basınçta 1 kg helyum bulunmaktadır. Kap içindeki helyum, yarım saat süreyle, 0.02 kW gücünde bir döner kanatla karıştırılmaktadır. Son halde helyum gazının (*a*) sıcaklığını, (*b*) basıncını hesaplayın.

Çözüm Kap içindeki helyum gazı sistem olarak seçilsin. Sistem kapalı ve hareketsiz bir sistemdir. Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin *P-v* diyagramında gösterimi Şekil 3-82'de verilmiştir. Verilen halde, helyum gazı mükemmel bir gaz kabul edilebilir, çünkü sıcaklığı kritik sıcaklığının çok üzerindedir (Helyum için T_{cr} = − 267.7 °C).

(*a*) Sistem üzerinde yapılan döner kanat işi,

$$W_{dk} = \dot{W}_{dk}\,\Delta t = (-0.02 \text{ kW})(0.5 \text{ h})\left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}}\right) = -36 \text{ kJ}$$



ŞEKİL 3-82
Örnek 3-19'un genel çizimi ve P-v diyagramı.

olarak bulunur. Sistemin hareketli sınırı olmadığı için, sınır işi sıfırdır ($W_s = 0$). Ayrıca sistem yalıtılmış olduğundan ($Q = 0$) ısı geçişi ihmal edilebilir. Sistem hareketsiz kabul edildiği için, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri de sıfır alınabilir ($\Delta KE = \Delta PE = 0$). Bu durumda kapalı bir sistem için enerjinin korunumu ilkesi aşağıda gösterildiği gibi basitleştirilebilir:

$$\overset{0}{\cancel{Q}} - W_{dk} - \overset{0}{\cancel{W_s}} = \Delta U + \overset{0}{\cancel{\Delta KE}} + \overset{0}{\cancel{\Delta PE}}$$

$$-W_{dk} = m(u_2 - u_1) \cong m C_{v,ort}(T_2 - T_1)$$

Daha önce belirtildiği gibi, helyum gibi tekatomlu gazların mükemmel gaz özgül ısıları sabittir. Tablo A-2'den helyum için C_v değeri, $C_v = 3.1156$ kJ/(kg · °C) olarak okunur. Bu ve diğer bilinen değerler, enerjinin korunumu denkleminde yerine konursa, sıcaklık aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$-(-36\,\text{kJ}) = (1\ \text{kg})[3.1156\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{°C})](T_2 - 27\,\text{°C})$$

$$T_2 = 38.6\,\text{°C}$$

(*b*) Son haldeki basınç mükemmel gaz hal denkleminden hesaplanabilir:

$$\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_2V_2}{T_2}$$

$V_1 = V_2$ olduğu not edilirse, son haldeki basınç,

$$\frac{350\ \text{kPa}}{(27+273)\text{K}} = \frac{P_2}{(38.6+273)\text{K}}$$

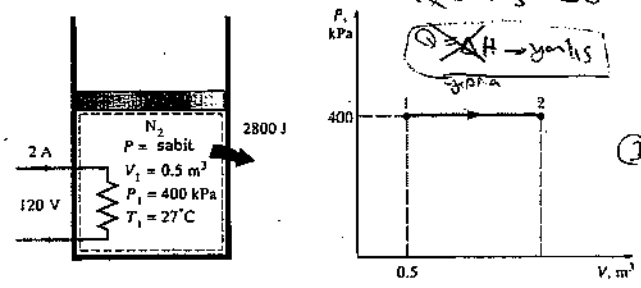
$$P_2 = 363.5\ \text{kPa}$$

olarak bulunur.

ÖRNEK 3-20

Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 400 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta 0.5 m^3 azot bulunmaktadır. Daha sonra düzenek içinde bulunan bir elektrikli ısıtıcı çalıştırılarak, direnç telinden 5 dakika süreyle 2 A akım geçirilmektedir. Isıtıcı 120 V'luk bir kaynağa bağlıdır. Hal değişimi sırasında azot genişlemekte ve çevreye 2800 J ısı geçişi olmaktadır. Azotun son haldeki sıcaklığını, azotla ilgili özelik tablosunu (Tablo A-18) kullanarak belirleyin.

Çözüm Sistem olarak piston-silindir düzeneğinde bulunan azot alınsın. Sistemin çizimi ve hal değişiminin P-v diyagramında gösterimi Şekil 3-83'de veril-



ŞEKİL 3-83
Örnek 3-20'nin genel çizimi ve *P-V* diyagramı.

miştir. Verilen koşullarda azot mükemmel gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığı zaman sıcaklığı yüksek ve basıncı düşüktür ($T_{cr} = -147$ °C ve $P_{cr} = 3390$ kPa).

İlk olarak azot üzerinde yapılan elektrik işini hesaplayalım:

$$W_e = VI\Delta t = -(120\ \text{V})(2\ \text{A})(5\times 60\ \text{s})\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1000\ \text{VA}\cdot\text{s}}\right) = -72\ \text{kJ}$$

Eksi işareti sistem üzerinde iş yapıldığı için eklenmiştir.

Azotun mol miktarı mükemmel gaz hal denkleminden hesaplanabilir:

$$n = \frac{P_1V_1}{R_uT_1} = \frac{(400\ \text{kPa})(0.5\ \text{m}^3)}{[8.314\ \text{kJ/(kmol}\cdot\text{K})](300\ \text{K})} = 0.080\ \text{kmol}$$

Hava dışında gazlar söz konusu olduğu zaman kütle yerine mol kütlesini kullanmak daha elverişlidir, çünkü tüm *u* ve *h* bilgileri mol esasına göre verilmiştir (Şekil 3-84). Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse ($\Delta KE = \Delta PE = 0$), kapalı sistem için enerji korunumu denklemi aşağıdaki gibidir:

$$Q - W_e - W_s = \Delta U$$

Kapalı bir sistemde sabit basınçta hal değişimi için, $\Delta U + W_s$, ΔH ile eşdeğerdir. Böylece,

$$Q - W_e = \Delta H = m(h_2 - h_1) = n(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)$$

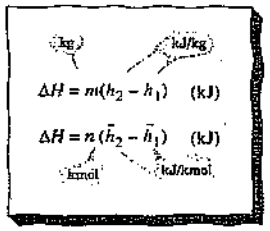
elde edilir. Azot tablosundan $h_1 = h_{300K} = 8723$ kJ/kmol değeri bulunur. Yukarıdaki denklemde tek bilinmeyen h_2'dir. Sayısal değerler konup, denklem çözülürse,

$$-2.8\,\text{kJ} - (-72\,\text{kJ}) = (0.08\,\text{kmol})(\bar{h}_2 - 8723\,\text{kJ/kmol})$$

$$\bar{h}_2 = 9588\ \text{kJ/kmol}$$

elde edilir. Bu entalpi değerine karşı gelen sıcaklık değeri tablodan belirlenir:

$$T_2 = 329.7\ \text{K} = 56.7\,\text{°C}$$



ŞEKİL 3-84
Toplam entalpi değişimini hesaplamanın iki eşdeğer yolu.

ÖRNEK 3-21

Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 150 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta hava vardır. Bu durumda piston Şekil 3-85'te görüldüğü gibi pabuçlara dayanmaktadır ve silindirin iç hacmi 400 L'dir. Pistonu hareket ettirmek için basıncın 350 kPa olması gerekmektedir. Daha sonra hava ısıtılmakta ve hacmi iki katına

çıkmaktadır. (a) Son haldeki sıcaklığı, (b) hava tarafından yapılan işi, (c) toplam ısı geçişini hesaplayın.

Çözüm Piston-silindir düzeneğindeki hava sistem olarak alınsın. Sistem, sınırlarından kütle geçişi olmadığı için kapalı bir sistemdir. Verilen koşullarda hava mükemmel gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığı zaman sıcaklığı yüksek, basıncı düşüktür (havanın ana bileşeni azot için T_{cr} = −147 °C, P_{cr} = 3390 kPa). Bu hal değişimi iki kısımda ele alınabilir: basıncın 350 kPa'e kadar yükseldiği sabit hacimde hal değişimi ve hacmin iki katına çıktığı sabit basınçta hal değişimi.

(a) Son haldeki sıcaklık mükemmel gaz hal denklemini 1 ve 3 hallerine uygulayarak kolaylıkla belirlenir:

$$\frac{P_1V_1}{T_1}=\frac{P_3V_3}{T_3} \longrightarrow \frac{(150\ \text{kPa})(V_1)}{300\ \text{K}}=\frac{(350\ \text{kPa})(2V_1)}{T_3}$$

$$T_3 = 1400\ \text{K}$$

(b) İş, 3-18 numaralı denklemden, integral alarak hesaplanabilir, fakat bu problemde hal değişiminin *P-V* eğrisi altında kalan alanı (Şekil 3-85) hesaplamak çok daha kolaydır.

$$A = (V_2 - V_1)(P_2) = (0.4\ \text{m}^3)(350\ \text{kPa}) = 140\ \text{m}^3\cdot\text{kPa}$$

Böylece, $$W_{13} = 140\ \text{kJ}$$

Yapılan iş sistem tarafından dışarıdaki havayı iterek pistonu yükseltmek için yapılmıştır. Bu nedenle artıdır.

(c) Toplam ısı geçişi, hal değişimine birinci yasayı uygulayarak hesaplanabilir. ΔKE = ΔPE = 0 olduğu kabul edilirse,

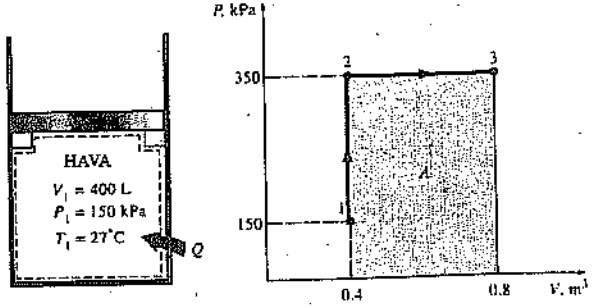
$$Q_{13} - W_{13} = U_3 - U_1 = m(u_3 - u_1)$$

olur. Sistemin kütlesi, mükemmel gaz hal denkleminden hesaplanır:

$$m = \frac{P_1V_1}{RT_1} = \frac{(150\ \text{kPa})(0.4\text{m}^3)}{[0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](300\ \text{K})} = 0.697\ \text{kg}$$

İç enerji değerleri havanın özelikleriyle ilgili tablodan (Tablo A-17) bulunabilir.

$$u_1 = u_{300\text{K}} = 214.07\ \text{kJ/kg}$$
$$u_3 = u_{1400\text{K}} = 1113.52\ \text{kJ/kg}$$



ŞEKİL 3-85
Örnek 3-21'in genel çizimi ve *P-V* diyagramı.

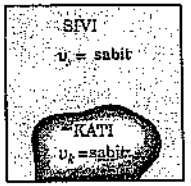
Böylece, $$Q_{13} - 140\ \text{kJ} = (0.697\ \text{kg})[(1113.52 - 214.07)\ \text{kJ/kg}]$$

$$Q_{13} = 766.9\ \text{kJ}$$

Artı işareti sisteme ısı geçişi olduğunu göstermektedir.

3-9 ▪ KATI VE SIVILARIN İÇ ENERJİ, ENTALPİ VE ÖZGÜL ISILARI

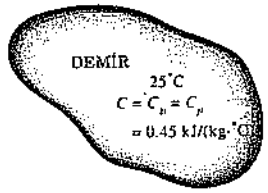
Özgül hacmi veya yoğunluğu sabit olan maddeye **sıkıştırılamayan madde** denir. Katı ve sıvıların özgül hacimleri bir hal değişimi sırasında hemen hemen sabit kalır (Şekil 3-86). Bu nedenle katı ve sıvılar büyük bir hata yapmadan sıkıştırılamayan madde sayılabilir. Hacmin değişmediği kabulü, hacim değişikliğiyle ilgili enerjinin, örneğin sınır işinin, diğer enerji etkileşimlerine göre ihmal edilebilir büyüklükte olduğu şeklinde anlaşılmalıdır. Kabulü bunun ötesine taşımak; sıvı termometrelerini veya katılarda sıcaklığın neden olduğu hacim değişikliklerinden kaynaklanan ısıl gerilmeleri açıklamayı olanaksız kılar.



ŞEKİL 3-86
Sıkıştırılamayan maddelerin özgül hacimleri bir hal değişimi sırasında sabit kalır.

Sıkıştırılamayan bir madde için sabit basınçta ve sabit hacimde özgül ısıların eşit olduğu, 11. Bölüm'de matematiksel olarak gösterilmiştir (Şekil 3-87). Bu nedenle katılar ve sıvılar için C_p ve C_v'nin indisleri atılabilir ve her iki özgül ısı *C* ile gösterilebilir:

$$C_p = C_v = C \qquad (3\text{-}57)$$



ŞEKİL 3-87
Sıkıştırılamayan maddelerin C_v ve C_p değerleri eşittir ve *C* ile gösterilir.

Bu sonuç aynı zamanda sabit hacimde ve sabit basınçta özgül ısıların fiziksel tanımlarından da çıkarılabilirdi. Bazı bilinen sıvıların ve katıların özgül ısıları Tablo A-3'te verilmiştir.

Mükemmel gazlara benzer olarak, sıkıştırılamayan maddelerin özgül ısıları da sadece sıcaklığın fonksiyonudur. Bu nedenle C_v'yi tanımlayan 3-44 numaralı denklemdeki kısmi türevler, tam türevlerle değiştirilebilir. Bu durumda,

$$du = C_v\,dT = C(T)\,dT \qquad (3\text{-}58)$$

olur. 1 ve 2 halleri arasındaki iç enerji farkı integralle hesaplanabilir:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 C(T)\,dT \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad (3\text{-}59)$$

Bu integralin hesaplanabilmesi için *C*'nin sıcaklıkla değişiminin bilinmesi gerekir. Küçük sıcaklık aralıkları için, ortalama sıcaklıkta hesaplanan sabit bir *C* değeri alınabilir. Bu durumda,

$$\Delta u \cong C_{\text{ort}}(T_2 - T_1) \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad (3\text{-}60)$$

olur. Sıkıştırılamayan maddenin (katı veya sıvı), bir hal değişimi sırasındaki entalpi değişimi, entalpinin tanımından ($h = u + Pv$) belirlenebilir:

$$h_2 - h_1 = (u_2 - u_1) + v(P_2 - P_1) \qquad (3\text{-}61)$$

Burada $v_1 = v_2 = v$ olduğu not edilmelidir. Aynı denklem kısaltılarak

$$\Delta h = \Delta u + v\,\Delta P \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad (3\text{-}62)$$

şeklinde de yazılabilir. Bu denklemdeki ikinci terim ($v\,\Delta P$) genellikle birinci terimden (Δu) çok küçüktür ve büyük bir hataya yol açmadan ihmal edilebilir.

Sabit sıcaklıkta bir hal değişimi ($\Delta T = 0$) sırasında, sıkıştırılamayan bir maddenin iç enerji değişimi sıfırdır. Bu durumda 3-61 numaralı denklemden entalpi değişimi, $h_2 - h_1 = v\,(P_2 - P_1)$ olur. Eğer 2 hali sıkıştırılmış sıvı, 1 hali de aynı sıcaklıkta doymuş sıvı hali olarak alınırsa, verilen bir basınç P ve sıcaklık T'de sıkıştırılmış sıvının entalpisi,

$$h_{@P,T} \cong h_{f@T} + v_{f@T}\left(P - P_{\text{doyma}}\right)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir. Burada P_{doyma}, verilen sıcaklıktaki doyma basıncıdır. Bu bağıntı, sıkıştırılmış sıvının entalpisini, aynı sıcaklıktaki doymuş sıvının entalpisine eşit almaya ($h_{@P,T} \cong h_{f@T}$) oranla daha hassas bir sonuç verir. Fakat son terimin etkisi genellikle çok küçüktür ve ihmal edilebilir.

ÖRNEK 3-22

Kütlesi 50 kg olan, 80 °C sıcaklıkta bir demir külçesi, içinde 25 °C sıcaklıkta 0.5 m^3 su bulunan yalıtılmış bir kaba konmaktadır. Isıl denge sağlandığı zaman sıcaklık ne olur?

Çözüm Su ve demir külçesini sistem olarak birlikte ele alalım. Kabın iç yüzeyleri Şekil 3-88'de görüldüğü gibi sistem sınırını oluşturmaktadır. Kap yalıtılmış olduğu için sistem sınırlarından ısı geçişi yoktur ($Q = 0$). Ayrıca sistemin sınırları hareketsizdir ve başka bir iş belirtilmemiştir, bu nedenle iş terimi de sıfırdır, ($W = 0$). Bu durumda enerjinin korunumu denklemi,

$$\cancel{Q}^{\,0} - \cancel{W}^{\,0} = \Delta U \qquad \text{veya} \qquad \Delta U = 0$$

olur. Toplam iç enerji yaygın bir özeliktir, bu nedenle sistemin iç enerjisi, sistemi oluşturan parçaların iç enerjilerinin toplamı olarak yazılabilir. Enerjinin korunumu denklemi böylece,

$$\Delta U_{\text{sis}} = \Delta U_{\text{demir}} + \Delta U_{\text{su}} = 0$$

$$[mC(T_2 - T_1)]_{\text{demir}} + [mC(T_2 - T_1)]_{\text{su}} = 0$$

şeklinde ifade edilir. Oda sıcaklığına yakın sıcaklıklarda suyun özgül hacmi 0.001 m^3/kg alınabilir. Bu durumda suyun kütlesi,

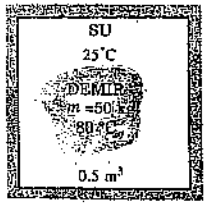
$$m_{\text{su}} = \frac{V}{v} = \frac{0.5\,\text{m}^3}{0.001\,\text{m}^3/\text{kg}} = 500\,\text{kg}$$

olur. Demirin ve suyun özgül ısıları Tablo A-3'den $C_{\text{demir}} = 0.45$ kJ/(kg · °C) ve $C_{\text{su}} = 4.184$ kJ/(kg · °C) olarak bulunur. Bu değerler enerji denkleminde yerlerine konursa, son haldeki sıcaklık,

$$(50\,\text{kg})[0.45\,\text{kJ/(kg}\cdot^\circ\text{C})](T_2 - 80\,^\circ\text{C}) + (500\,\text{kg})[4.184\,\text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C})](T_2 - 25^\circ\text{C}) = 0$$

$$T_2 = 25.6\,^\circ\text{C}$$

olarak hesaplanır. Bu nedenle ısıl denge sağlandığı zaman, hem su hem de demir 25.6 °C sıcaklığında olacaklardır. Suyun sıcaklığının çok artmaması, kütlesinin ve özgül ısısının daha büyük olmasından dolayıdır.



ŞEKİL 3-88
Örnek 3-22'nin genel çizimi.

ÖRNEK 3-23

100 °C sıcaklık ve 15 MPa basınçtaki suyun entalpisini (a) sıkıştırılmış sıvı tablolarını kullanarak, (b) aynı sıcaklıkta doymuş sıvı kabul ederek, (c) 3-63 numaralı denklemle verilen düzeltmeyi yaparak bulun.

Çözüm 100 °C sıcaklıkta, suyun doyma basıncı 101.35 kPa olmaktadır. $P > P_{\text{doyma}}$ olduğundan, verilen hal sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir.

(a) Sıkıştırılmış sıvı tablolarından (Tablo A-7),

$$\left.\begin{matrix} P = 15\,\text{MPa} \\ T = 100\,^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \; h = 430.28\,\text{kJ/kg}$$

elde edilir. Bu değer tam değerdir.

(b) Sıkıştırılmış sıvı özeliklerinin, genellikle yapıldığı gibi, yaklaşık olarak aynı sıcaklıkta doymuş sıvının özeliklerine eşit olduğu kabul edilirse:

$$h \cong h_{f@100\,^\circ\text{C}} = 419.04\,\text{kJ/kg}$$

bulunur. Bu değerdeki hata yaklaşık yüzde 2.6'dır.

(c) 3-63 numaralı denklem kullanarak, entalpi,

$$h_{@P,T} = h_{f@T} + v_f(P - P_{\text{doyma}})$$

$$= (419.04\,\text{kJ/kg}) + (0.001\,\text{m}^3/\text{kg})[(15000 - 101.35)\text{kPa}]\left(\frac{1\,\text{kJ}}{1\,\text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 434.60\,\text{kJ/kg}$$

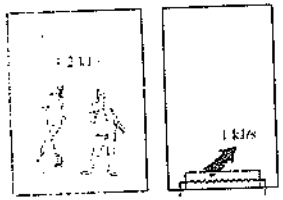
olarak bulunur. Düzeltme terimi hatayı yüzde 2.6'dan yüzde 1'e indirmiştir. Fakat hassaslıkta sağlanan bu iyileşmenin, fazladan sarfedilen çabanın karşılığını verdiği söylenemez.

3-10 ■ BİYOLOJİK SİSTEMLERİN TERMODİNAMİKLE İLGİLİ YÖNLERİ

Termodinamiğin önemli ve ilgi çeken bir uygulama alanı da enerji geçişinin ve enerji dönüşümlerinin karmaşık ve insanı şaşırtan örneklerinin bulunduğu biyolojik sistemlerdir. Biyolojik sistemler termodinamik denge halinde bulunmazlar, bu nedenle çözümlemelerini yapmak kolay değildir. Karmaşık olmalarına karşın biyolojik sistemler dört temel elementten oluşur: hidrojen, oksijen, karbon ve azot. İnsan vücudundaki atomların yüzde 63'ü hidrojen, yüzde 25.5'i oksijen, yüzde 9.5'i karbon ve yüzde 1.4'ü de azot atomlarıdır. Geri kalan yüzde 0.6 içinde yaşam için gerekli diğer 20 elementin atomları vardır. Kütlesel olarak insan vücudunun yüzde 72'si sudur.

Canlı organizmaların yapıtaşları *hücre* adını alır. Hücreler organizmaların canlı kalabilmeleri için önemli işlevleri yerine getiren birer minyatür fabrikaya benzetilebilir.

ŞEKİL 3-89
Ortalama bir insan dinlenme durumunda çevreye 84 W enerji yayar.



ŞEKİL 3-90
Hareketli bir dans yapan iki insan, odaya 1 kW'lık bir elektrikli ısıtıcıdan daha çok enerji verir.

Biyolojik bir sistem tek bir hücreyi içine alacak kadar basit olabilir. İnsan vücudunda ortalama çapı 0.01 mm olan yaklaşık 100 trilyon hücre vardır. Hücre zarı yarı geçirgendir, bazı maddeleri geçirirken bazılarının geçişini de engeller.

Ortalama bir hücrede her saniye binlerce kimyasal reaksiyon gerçekleşir. Bu reaksiyonlarda bazı moleküller bozulur ve enerji açığa çıkarken, bazı moleküller de oluşur. Vücut sıcaklığını 37 °C'de tutan ve vücut işlevlerinin yerine getirilmesini sağlayan, hücrelerdeki bu yüksek düzeyde kimyasal etkinliğe **metabolizma** adı verilir. Basit bir anlatımla, metabolizma karbonhidrat, yağ ve protein gibi besinlerin yakılmasıdır. *Bazal metabolik hız*, vücut dinlenirken, başka bir deyişle soluk alma, kan dolaşımı gibi en temel işlevlerini yerine getirmenin dışında başka bir iş yapmazken, metabolizmanın sahip olduğu hızdır. Metabolik hız vücudun birim zamanda enerji tüketimi olarak da yorumlanabilir. 30 yaşında, 70 kg ağırlığında, 1.8 m^2 vücut yüzey alanına sahip ortalama bir erkek için, bazal metabolik hız 84 W'dır. Başka bir deyişle, vücudun çevreye birim zamanda verdiği enerji 84 W (Joule/saniye) olmaktadır. Bu aynı zamanda vücudun besinlerdeki kimyasal enerjiyi (eğer besin alınmamışsa vücut yağındaki kimyasal enerjiyi) ısıl enerjiye dönüştürmesinin bir ölçüsüdür (Şekil 3-89). Hareket düzeyi arttıkça metabolik hız artar, bedeni zorlayan bir hareket sırasında bu hız bazal metabolik hızın 10 katına kadar çıkabilir. Bir odada hızlı egzersiz yapan iki kişinin odaya verdiği enerji, 1 kW gücünde bir elektrikli ısıtıcının verdiği enerjiden daha büyüktür (Şekil 3-90). Duyulur ısının vücuttan atılan toplam ısıya oranı hafif iş yapanlarda yüzde 70, ağır iş yapanlarda yüzde 40 oranındadır. Atılan ısının geri kalan kısmı terleme yoluyla vücuttan atılan gizli ısıdır.

Bazal metabolik hız cinsiyete, vücut büyüklüğüne ve genel sağlık durumuna göre değişir ve yaşlandıkça önemli ölçüde azalır. Bazı insanların yirmi otuz yaşlarından sonra, yediklerinde bir artış olmadan kilolarının artması bundandır. Metabolik etkinliğin en yoğun olduğu yerler beyin ve karaciğerdir. Yetişkin bir insanın vücudunda, bu iki organın kütlesel oranı yüzde 4 dolaylarındadır. Oysa bu iki organın bazal metabolik hıza katkısı hemen hemen yüzde 50'dir. Küçük çocuklarda bazal metabolik aktivitenin yüzde 50'si sadece beyinde gerçekleşir.

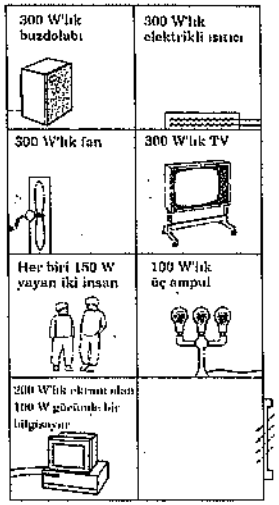
Bir hayvanın metabolik hızı *doğrudan kalorimetri* veya *dolaylı kalorimetri* ile ölçülebilir. Doğrudan kalorimetride hayvan, tüm yüzeylerinde bir su dolaşım sistemi bulunan, fakat bunun dışında iyice yalıtılmış bir kutuya konur. Hayvan tarafından verilen metabolik enerji suya geçer ve deney süresi boyunca suyun sıcaklık artışı ölçülerek belirlenir. Düşünce olarak basit olmasına karşın, doğrudan kalorimetrinin uygulanması zordur. Bu nedenle, günümüzde yapılan metabolik ölçümlerin hemen hemen tümü, doğrudan kalorimetre kadar hassas fakat çok daha basit olan dolaylı kalorimetriyle yapılmaktadır.

Dolaylı kalorimetride, metabolizma hızı vücudun O_2 tüketimi ve CO_2 üretimi ölçülerek belirlenir. Mol miktarı olarak, üretilen CO_2'nin, tüketilen O_2'ye oranı, *solunum oranı* (RQ) diye tanımlanır. Solunum oranının değeri alınan besine bağlıdır, örneğin glikoz ($C_6H_{12}O_6$) için RQ = 1.0'dır, çünkü glikoz yakıldığı (okside edildiği) zaman tüketilen O_2 ve üretilen CO_2'nin mol miktarları aynıdır. Protein için RQ değeri 0.84, yağ için 0.707'dir. Uygulamada, alınan besinlerdeki protein metabolik

hızın hesaplanmasında gözönüne alınmaz. Proteinin gözardı edilmesinin yol açtığı hata çok küçüktür, çünkü protein, alınan besinlerin çok küçük bir bölümünü kapsar ve RQ değeri yağla karbonhidratın RQ değerleri arasındadır. Bazal koşullarda ortalama yetişkin bir erkeğin RQ değeri 0.80'dir, bu da tüketilen 1 litre O_2 için 20.1 kJ metabolik enerjiye karşılık olur. Böylece bir insanın ortalama bazal metabolik hızı, litre olarak birim zamanda tüketilen O_2 miktarıyla yukarıda verilen 20.1 kJ/ L O_2 değerini çarparak elde edilebilir. Örneğin, dinlenmekte olan yetişkin bir erkek dakikada ortalama 0.250 L O_2 tüketir, bu değer 60 (saniye/dakika) ile bölünür, 1000 (J/kJ) ve 20.1 kJ/L O_2 ile çarpılırsa, bazal metabolik hız olan 84 W elde edilir. Beslenmediği zaman aç kalan insan, vücudunda depoladığı yağ ve proteini tüketir. Bu durumda ortalama bazal metabolik hız 21.3 kJ/L O_2 olur.

Hücrelerdeki biyolojik reaksiyonlar hemen hemen sabit sıcaklık, basınç ve hacimde gerçekleşirler. Bir miktar kimyasal enerjinin ısıl enerjiye dönüşmesiyle sıcaklık yükselir gibi olur, fakat bu enerji kısa sürede dolaşım sistemine geçer ve vücudun dış bölgelerine, oradan da deri aracılığıyla çevreye aktarılır.

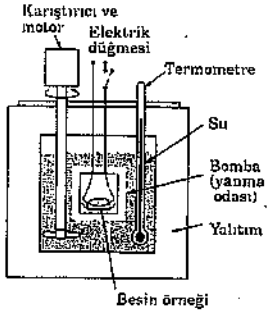
Kas hücreleri bir motora benzer biçimde çalışır ve kimyasal enerjiyi, yaklaşık yüzde 20 verimle mekanik enerjiye (işe) dönüştürür. Vücut, örneğin eşya taşırken olduğu gibi çevreyle net bir iş etkileşiminde bulunmadığı zaman, kas işi ısıya dönüşerek çevreye geçer. Bu durumda besinin metabolizma sırasında ortaya çıkan tüm kimyasal enerjisi ergeç çevreye aktarılmış olur. Bu bir bakıma, 300 W elektrik tüketen ve sürekli rejimde çalışırken, cihaz içinde ne olursa olsun, çevreye 300 W güç yayan bir televizyon gibidir. Başka bir deyişle, televizyonu açmakla, 3 tane 100 W'lık ampulü yakmak veya 300 W'lık bir elektrikli ısıtıcıyı çalıştırmak, oda içinde aynı ısıl etkiyi yaratır (Şekil 3-91). Bu, enerji korunumu ilkesinin bir sonucudur, çünkü sistemin toplam enerjisi bir hal değişimi sırasında sabit kalırsa, sisteme giren ve çıkan enerjiler eşit olmak zorundadır.



ŞEKİL 3-91
Bir odaya 300 W'lık elektrikli ısıtıcı kadar enerji sağlayan bazı düzenlemeler.

Besin ve Egzersiz

Vücudun enerji gereksinimi yediğimiz besinlerle sağlanır. Besinler üç ana grupta toplanabilir: karbonhidratlar, proteinler ve yağlar. *Karbonhidrat* moleküllerinde hidrojen ve oksijen atomları 2:1 oranında bulunur. Karbonhidrat molekülleri şeker gibi basit bir molekülden, nişasta gibi büyük ve karmaşık bir moleküle kadar geniş bir aralığı kapsar. Ekmek ve şeker karbonhidratların ana kaynaklarıdır. *Proteinler*, karbon, hidrojen, oksijen ve azot içeren çok büyük moleküller olup, vücudun doku yapımı ve onarımı için gereklidir. Proteinler, *amino asitler* adı verilen daha küçük yapı taşlarından oluşur. Et, süt ve yumurta gibi bütün proteinler, vücut dokularını yapmak için gerekli tüm amino asitlere sahiptirler. Meyve, sebze ve tahıllardaki bitki kaynaklı proteinlerde bir veya daha çok amino asit yoktur, bu nedenle eksik proteinler olarak bilinirler. *Yağlar*, karbon, hidrojen ve oksijenden oluşan, göreceli olarak küçük moleküllerdir. Bitkisel ve hayvansal yağlar, yağların başlıca kaynağını oluştururlar. Yediklerimizde her üç gruptan besinler vardır. Ortalama bir Amerikalının günlük yiyeceği yüzde 45 oranında karbonhidrat, yüzde 40 oranında yağ ve yüzde 15 oranında protein



ŞEKİL 3-92

Besin örneklerinin enerji içeriklerini belirlemek için kullanılan bomba kalorimetresinin genel çizimi.

içerir. Sağlıklı bir beslenme için, alınan kalorilerin içinde yağların yüzde 30 oranını geçmemesi uzmanlarca önerilmektedir.

Bir yiyeceğin enerji içeriği, yiyeceğin küçük bir miktarını, *bomba kalorimetresi* adı verilen, iyi yalıtılmış, sabit hacimli, kapalı bir kapta yakarak belirlenir (Şekil 3-92). Kabın içinde suyla çevrili küçük bir yanma odası vardır. Yiyecek burada gerekenden çok oksijenle yakılır ve üretilen enerji çevre suya geçer. Yiyeceğin enerji miktarı, suyun sıcaklık artışını ölçerek, enerjinin korunumu ilkesine göre hesaplanır. Yanma sırasında yiyecekteki karbon CO_2'ye, hidrojen de H_2O'ya dönüşür. Vücutta da aynı kimyasal reaksiyon gerçekleşir ve aynı miktarda enerji açığa çıkar.

Kuru (sudan arınmış) örnekler kullanılarak yapılan bomba kalorimetresi ölçümlerinde, üç temel besin grubunun ortalama enerji miktarları, karbonhidratlar için 18.0 MJ/kg, proteinler için 22.2 MJ/kg, yağlar için 39.8 MJ/kg olarak belirlenmiştir. Fakat bu besin grupları vücut tarafından tümüyle metabolize edilmezler. Besinlerin metabolize edilebilir enerji oranları karbonhidratlar için yüzde 95.5, proteinler için yüzde 77.5, yağlar için yüzde 97.7'dir. Başka bir deyişle, yediğimiz yağların neredeyse tümü metabolize olurken, proteinlerin dörtte biri yakılmadan vücuttan atılmaktadır. Normal olarak yediğimiz yiyeceklerin enerji içerikleri yukarıda belirtilen rakamların çok altındadır, çünkü büyük miktarlarda su içerirler. Su yiyeceğin kütlesini artırır ama metabolize edilemediği veya yakılamadığı için enerji değeri sıfırdır. Örnek olarak, meyve, sebze ve etlerin büyük bir bölümü sudur. Üç ana besin grubu için ortalama metabolize edilebilir enerji miktarları, karbonhidratlar için 4.2 MJ/kg, proteinler için 8.4 MJ/kg, yağlar içinse 33.1 MJ/kg'dır. Dikkat edilirse 1 kg doğal yağ, 1 kg doğal karbonhidrata oranla hemen hemen 8 kat daha çok metabolize edilebilir enerji içermektedir. Bu nedenle midesini yağlı besinlerle dolduran bir kişi, midesini ekmek veya pirinç gibi karbonhidratlarla dolduran bir kişiye oranla çok daha fazla enerji almaktadır. Yiyeceklerin metabolize edilebilir enerji miktarlarını, beslenme uzmanları genellikle büyük harfli Kalori ile ifade ederler. Bir Kalori bir kilokaloriye (1000 kalori) veya 4.1868 kJ'a eşdeğerdir. Başka bir anlatımla,

$$1\ \text{Kalori} = 1000\ \text{kalori} = 1\ \text{kcal (kilokalori)} = 4.1868\ \text{kJ}$$

olur. Kalori notasyonu genellikle zihinlerde bir karışıklığa yol açar, çünkü beslenmeyle ilgili çizelge ve yazılarda genellikle bu notasyon dikkatsizce kullanılır. Konu beslenme olunca bir kalori büyük harfle yazılsa da yazılmasa da bir kilokalori olarak anlaşılmalıdır.

İnsanların enerji veya kalori gereksinimleri yaş, cinsiyet, sağlık durumu, hareket düzeyi ve vücut büyüklüğüyle değişir. Aynı cinsiyet ve yaşta iki kişiden vücutça küçük olanı büyük olandan daha az kaloriye gerek duyar. Ortalama bir erkeğin günlük Kalori gereksinimi 2400-2700 arasındadır. Ortalama bir kadının günlük Kalori gereksinimi ise 1800-2200 arasında değişir. Fazladan alınan kaloriler vücutta yağ olarak depolanır ve vücudun enerji gereksinimi yiyeceklerle alınandan büyük olduğu zaman enerjiye dönüşür.

Diğer doğal yağlar gibi, bir kg vücut yağı 33.1 MJ metabolize edilebilir enerji içerir. Bu nedenle günde 2200 Kalori (9211 kJ) enerji tüketen ve günü aç geçiren bir insan (sıfır enerji girişi) günlük temel enerji

gereksinimini, 9211/33100 = 0.28 kg vücut yağı yakarak sağlayabilir. Bu bakımdan bazı insanların 100 günün üzerinde aç kalabilmeleri şaşırtıcı olmamalıdır. Ancak akciğerlerden ve deriden kaybedilen su geri alınmak zorundadır, aksi durumda insan birkaç gün içinde susuzluktan ölür. 'İnceliğin' önem kazandığı bir dünyada, yağdan kurtulma isteği çok kuvvetli olabilir, fakat açlık diyetleri hiçbir zaman önerilmez, çünkü vücut kısa bir süre içinde yağa ek olarak kas dokularını da tüketmeye başlar. Sağlıklı bir diyet, sürekli egzersizle birlikte yeterli ölçüde bir kalori girişini de içermelidir.

Değişik besinlerin metabolize edilebilir enerji miktarları Çizelge 3-3'te, çeşitli işler sırasında tüketilen enerji miktarları ise Çizelge 3-4'te verilmiştir. İki hamburgerin birbirinin aynı olmadığı veya her insanın yürüyüşünün farklı olduğu gözönüne alınırsa, bu değerlerin yaklaşık olmaları beklenmelidir. Bu nedenle bazı kitap ve dergilerde daha değişik değerlere rastlanabilir.

Çizelge 3-4'te değişik etkinlikler için belirtilen enerji tüketimleri 68 kg kütlesi olan yetişkin bir kişi içindir. Vücut büyüklüğü daha büyük veya daha küçük olan yetişkinler için tüketilen enerji değerleri metabolizma hızıyla vücut büyüklüğü arasındaki orantıdan hesaplanabilir. Örneğin, Çizelge 3-4'te bisiklete binmek için verilen değer saate 639 Kalori veya 639 Kalori/h'dır. 50 kg kütlesi olan bir kişi için bu değer,

$$(50\,\text{kg})\frac{639\,\text{Kalori/h}}{68\,\text{kg}} = 470\ \text{Kalori/h}$$

olarak hesaplanır. Benzer biçimde 100 kg kütlesi olan bir kişi için bu değer 960 Kalori/h'dır.

İnsan vücudunun termodinamik çözümlemesi kolay değildir, enerji geçişinin yanısıra solunum ve terleme sırasında kütle geçişi de olur. İnsan vücudunu açık bir sistem olarak ele almak daha gerçekçidir. Ancak, kütle geçişiyle aktarılan enerjinin miktarını belirlemek zordur. Bu nedenle, kütleyle geçen enerjiyi de salt enerji geçişi kabul ederek, insan vücudu genellikle kapalı bir sistem olarak incelenir. Örneğin beslenme sırasında vücuda alınan besinin metabolize edilebilir enerji miktarı, vücuda çevreden bir enerji geçişi olarak kabul edilir.

ÇİZELGE 3-3

Bazı yiyeceklerin yaklaşık metabolize edilebilir enerji miktarları. (1 Kalori = 4.1868 kJ = 3.968 Btu)

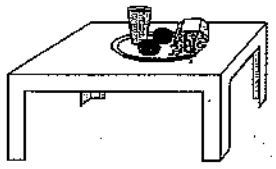
Besin	Kalori
Elma (bir adet)	70
Fırında patates (sade)	250
Peynirli fırında patates	550
Ekmek (beyaz, bir dilim)	70
Tereyağı (bir çaykaşığı)	35
Peynirli hamburger	325
Çikolata (20 gram)	105
Kola (200 ml)	87
Yumurta (1 adet)	80
Balıklı sandviç	450
Kızarmış patates (bir porsiyon)	250
Hamburger	275
Sosisli sandviç	300
Dondurma (100 ml, yüzde 10 yağ)	110
Mayonez soslu yeşil salata	150
Süt (tam yağlı, 200 ml)	136
Süt (yarım yağlı, 200 ml)	76
Şeftali (1 adet, orta büyüklükte)	65
Vişneli pastanın 1/8'lik bir dilimi	300
Peynirli büyük pizzanın 1/8'lik bir dilimi	350

ÖRNEK 3-24

Kütlesi 90 kg olan bir adam öğle yemeği olarak iki hamburger, bir porsiyon kızarmış patates yemiş ve 200 ml kola içmiştir (Şekil 3-93). Aldığı kalorileri, (a) televizyon izleyerek, (b) hızlı bir tempoda yüzerek yakmak için ne kadar süre geçmesi gerekecektir? Adamın kütlesi 45 kg olsaydı sonuç ne olurdu?

Çözüm (a) İnsan vücudunu kapalı bir sistem olarak ele alıp, gözönüne alınan süre içinde toplam enerjisinin değişmediğini kabul edelim. Enerjinin korunumu ilkesine göre, bu süre içinde enerji girişi, enerji çıkışına eşit olmak zorundadır. Bu örnekte net enerji girişi, yenilen besinlerin metabolize edilebilen miktarıdır. Bu değer Çizelge 3-3'ü kullanarak hesaplanabilir:

$$E_{\text{giren}} = 2 \times E_{\text{hamburger}} + E_{\text{patates}} + E_{\text{kola}}$$
$$= (2 \times 275 + 250 + 87)\ \text{Kalori}$$
$$= 887\ \text{Kalori}$$



ŞEKİL 3-93

Örnek 3-24'te incelenen öğle yemeği.

ÇİZELGE 3-4
68 kg kütleye sahip bir yetişkinin bazı etkinlikler sırasında tükettiği enerji. (1 Kalori = 4.1868 kJ = 3.968 Btu)

İş	Kalori/h
Bazal metabolizma	72
Basketbol	550
Bisiklete binmek (21 km/h)	639
Düz alanda kayak (13 km/h)	936
Araba sürmek	180
Yemek yemek	99
Hareketli dans	600
Hızlı koşu (13 km/h)	936
Yavaş koşu (8 km/h)	540
Yüzme (düşük tempo)	288
Yüzme (hızlı tempo)	860
Tenis (acemi)	288
Tenis (usta)	480
Yürüyüş (7.2 km/h)	432
Televizyon izlemek	72

Bu durumda $\dot{E}_{\text{giren}} = \dot{E}_{\text{çıkan}} = 887$ Kalori olmaktadır. Televizyon izleyen 68 kg kütlesindeki bir adamın birim zamanda yaydığı enerji Çizelge 3-3'te 72 Kalori/h olarak verilmiştir. 90 kg kütlesindeki bir adam için bu değer,

$$\dot{E}_{\text{çıkan}} = (90\text{kg})\frac{72\ \text{Kalori/h}}{68\ \text{kg}} = 95.3\ \text{Kalori/h}$$

olur. Bu nedenle, alınan kalorileri televizyon seyrederek yakılması,

$$\Delta t = \frac{887\ \text{Kalori}}{95.3\ \text{Kalori/h}} = 9.3\ \text{h}$$

alacaktır.

(*b*) Benzer işlemleri yaparak, alınan kalorilerin hızlı tempoda yüzerek yakılmasının sadece 47 dakika alacağı gösterilebilir.

45 kg kütlesindeki adam 90 kg kütlesindeki adamın yarısı kadardır. Bu nedenle aynı enerjiyi tüketmek için gerekli süreler, televizyon seyrederek 18.6 h, hızlı tempoda yüzerek 94 dakika olur.

Beslenme rejimlerinin çoğunluğu *kalori hesabı*na, başka bir deyişle enerjinin korunumu ilkesine dayanır: Vücudunun yaktığından daha çok kalori alan bir kişi kilo alır, vücudunun yaktığından daha az kalori alan bir kişi de kilo kaybeder. Fakat istedikleri herşeyi yiyip de kilo almayanlar, beslenme rejimlerinde sadece kalori sayma tekniğinin yeterli olmadığının canlı kanıtıdır. Açıkça görüldüğü gibi beslenme rejimlerinde kalori saymanın ötesinde bazı etkenler vardır. *Kilo almak, kilo vermek* terimlerinin ashında *kütle artması* ve *kütle azalması* biçiminde düşünülmesi gerekir. Fakat genelde beslenme rejimleri söz konusu olduğunda kiloyla kişinin ağırlığı anlaşılır.

Beslenme üzerinde araştırma yapan uzmanlar, beslenme rejimleri konusunda çeşitli teoriler ortaya atmışlardır. Bir teori, bazı insanların vücutlarının daha 'verimli' olduğunu öne sürer ve bu insanların aynı işi yapmak için diğerlerinden daha az kaloriye gerek duyduklarını belirtir. Bu durum, aynı yolu gitmek için daha az yakıt gerektiren verimi yüksek bir otomobili çağrıştırmaktadır. Fakat arabalarımızın daha verimli olmasını isterken benzer verimliliği vücudumuz için istemeyiz. Rejim yapanları üzen bir başka konu da, vücudun rejimi *aç kalmak* gibi yorumlaması ve enerjisini tasarruf ederek kullanmaya başlamasıdır. Günde 2000 Kalorilik normal bir beslenme düzeninden, egzersiz yapmadan 800 Kaloriye inince, bazal metabolik hız da yüzde 10 ile 20 arasında düşer. Rejim sona erdikten sonra metabolik hız yeniden eski düzeyine yükselir. Ancak yeterli egzersiz yapmadan sürdürülen uzun rejim dönemlerinde yağla birlikte bir miktar kas dokusu da yokolur. Kalorileri yakmak için daha az kas dokusu kalınca vücudun metabolik hızı düşer ve insan normal beslenme düzenine geçse bile eski düzeyine yükselmez. Bunun bir sonucu olarak da vücut kilo almaya başlar. Rejim yaparken egzersiz de yapan insanlarda bazal metabolik hız yaklaşık olarak aynı kalır.

Beslenme konusunda bir başka teori de, çocukluk veya gençlik dönemlerinde yağ hücreleri çok fazla gelişen insanların kilo almaya daha yatkın oldukları şeklindedir. Bazı uzmanlar vücuttaki yağ miktarının, bir evin sıcaklığının termostat tarafından kontrol edilmesine benzer biçimde, bir "yağ kontrol" mekanizması tarafından kontrol edildiğini öne sürmektedirler. Hormon sorunlarının aşırı kilo alma veya vermeyle ilgili olduğu bilinmektedir. Bazı uzmanlar da kilo sorunlarıyla ilgili suçu genlere yüklerler. Aşırı kilolu ana babaların çocuklarının yüzde sekseninin de aşırı kilolu oldukları gözönüne alınırsa kalıtımın vücudun yağ depolamasında bir ölçüde etkili olduğu düşünülebilir. Neden ne olursa olsun, termodinamiğin birinci yasasının enerji dönüşümleriyle ilgili tam bir açıklama sağlayamadığı ve bir başka temel ilkeye daha gerek duyulduğu ortadadır. Bu ilke daha sonraki bölümlerde inceleyeceğimiz ikinci yasadır.

3-11 ■ ÖZET

Termodinamiğin birinci yasası temel olarak enerjinin korunumu ilkesinin bir ifadesidir. Enerji sistem sınırlarını ısı veya iş olarak geçebilir. Enerji geçişi, sistemle çevresi arasında bir sıcaklık farkından dolayı oluyorsa *ısı geçişi* olarak, eğer sıcaklık farkı söz konusu değilse *iş* olarak tanımlanır. Sisteme olan ısı geçişi ve sistem tarafından yapılan iş artı, sistemden olan ısı geçişi ve sistem üzerinde yapılan iş ise eksi olarak alınır.

Isı geçişi üç yolla olur: iletim, taşınım ve ışınım. *İletim*, maddenin enerjisi çok olan moleküllerinden enerjisi daha az olan moleküllerine, yakın etkileşim sonucu geçen enerjidir. *Taşınım*, katı bir yüzeyle onunla temas eden hareketli sıvı veya gaz kütlesi arasında gerçekleşir, iletimle akışkan hareketinin ortak bir sonucudur. *Işınım*, atom veya moleküllerin elektron düzenlerindeki değişiklikler sonucunda maddeden yayılan elektromanyetik dalgalar veya fotonlar aracılığıyla enerji

geçişidir. Isı geçişinin bu üç yolu aşağıda verilen bağıntılarla gösterilebilir:

$$\dot{Q}_{\text{iletim}} = -k_t A \frac{dT}{dx} \quad \text{(W)} \quad (3\text{-}5)$$

$$\dot{Q}_{\text{taşınım}} = hA(T_s - T_f) \quad \text{(W)} \quad (3\text{-}6)$$

$$\dot{Q}_{\text{ışınım}} = \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{\text{çevre}}^4) \quad \text{(W)} \quad (3\text{-}10)$$

Değişik iş biçimleri aşağıdaki bağıntılarla hesaplanabilir:

Elektrik işi	$W_e = VI\,\Delta t$	(kJ)	(3-14)
Sınır işi	$W_s = \int_1^2 P\,dV$	(kJ)	(3-18)
Yerçekimi işi (= ΔPE)	$W_g = mg(z_2 - z_1)$	(kJ)	(3-24)
İvme işi (= ΔKE)	$W_i = \frac{1}{2}m\left(\mathrm{V}_2^2 - \mathrm{V}_1^2\right)$	(kJ)	(3-25)
Mil işi	$W_{\text{mil}} = 2\pi n\tau$	(kJ)	(3-26)
Yay işi	$W_{\text{yay}} = \frac{1}{2}k\left(x_2^2 - x_1^2\right)$	(kJ)	(3-30)

Mükemmel gazların *politropik hal değişimi* (Pv^n = sabit) sırasında yapılan sınır işi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$W_s = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1-n} \quad (n \neq 1) \quad \text{(kJ)} \quad (3\text{-}22)$$

Kapalı bir sistem için *termodinamiğin birinci yasası* şöyledir:

$$Q - W = \Delta U + \Delta\text{KE} + \Delta\text{PE} \quad \text{(kJ)} \quad (3\text{-}35)$$

Burada,

$$W = W_{\text{diğer}} + W_s$$

$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$

$$\Delta\text{KE} = \tfrac{1}{2}m\,(\mathrm{V}_2^{\,2} - \mathrm{V}_1^{\,2})$$

$$\Delta\text{PE} = mg\,(z_2 - z_1)$$

olmaktadır. *Sabit basınçta bir hal değişimi* için, $W_s + \Delta U = \Delta H$ olur. Bu nedenle birinci yasa,

$$Q - W_{\text{diğer}} = \Delta H + \Delta\text{KE} + \Delta\text{PE} \quad \text{(kJ)} \quad (3\text{-}43)$$

biçimini alır. Bir maddenin birim kütlesinin sıcaklığını bir derece yükseltmek için gerekli enerjiye, hal değişimi sabit hacimde gerçekleşmişse *sabit hacimde özgül ısı* C_v, hal değişimi sabit basınçta gerçekleşmişse *sabit basınçta özgül ısı* C_p adı verilir. Özgül ısılar,

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \quad \text{ve} \quad C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \quad (3\text{-}44,\ 3\text{-}45)$$

bağıntılarıyla tanımlanır.

İdeal gazlar için, u, h, C_v ve C_p sadece sıcaklığın fonksiyonudurlar. İdeal bir gaz için Δu ve Δh aşağıdaki bağıntılarla hesaplanabilir:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 C_v(T)\,dT \cong C_{v,\text{ort}}(T_2 - T_1) \quad (3\text{-}50,\ 3\text{-}52)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 C_p(T)\,dT \cong C_{p,\text{ort}}(T_2 - T_1) \quad (3\text{-}51,\ 3\text{-}53)$$

İdeal gazlar için C_p ve C_v arasındaki ilişki,

$$C_p = C_v + R \qquad [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})] \quad (3\text{-}54)$$

bağıntısıyla verilir. Burada R gaz sabitidir.

Sıkıştırılamayan maddeler için (sıvılar ve katılar), sabit hacimde ve sabit basınçta özgül ısılar birbirine eşittir:

$$C_p = C_v = C \qquad [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})] \quad (3\text{-}57)$$

Sıkıştırılamayan maddeler için Δu ve Δh değerleri,

$$\Delta u = \int_1^2 C(T)\,dT \cong C_{\text{ort}}(T_2 - T_1) \quad \text{(kJ/kg)} \quad (3\text{-}59,\ 3\text{-}60)$$

$$\Delta h = \Delta u + v\,\Delta P \quad \text{(kJ/kg)} \quad (3\text{-}62)$$

bağıntılarıyla hesaplanır.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 R. Balmer, *Thermodynamics*, West, St. Paul, MN, 1990.

2 A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, 1988.

3 W. Z. Black ve J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper and Row, New York, 1985.

4 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Baskı, Wiley, New York, 1986.

5 J. R. Howell ve R. O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, McGraw-Hill, New York, 1987.

6 M. Snowman, *Food and Fitness*, New Readers Press, Syracuse, N.Y., 1986.

7 G. J. van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Baskı, Wiley, New York, 1985.

8 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Baskı, McGraw-Hill, New York, 1988.

9 W. J. Wang, *Biothermal-Fluid Sciences*, Hemisphere, New York, 1989.

PROBLEMLER*

Isı Geçişi ve İş

3-1K Enerji bir sistemin sınırlarını hangi biçimlerde geçebilir?

3-2K Sistem sınırlarını geçen enerji ne zaman ısı ne zaman iştir?

3-3K Adyabatik hal değişimi nedir ? Adyabatik sistem nedir?

3-4K Isı geçişi ve işin işareti nasıl belirlenir?

3-5K Piston-silindir düzeneğindeki bir gaz sıkıştırılmakta ve bunun sonucu olarak sıcaklığı artmaktadır. Burada gaz için ısı veya iş etkileşimlerinden hangisi söz konusudur?

3-6K Bir oda fişe takılı kalan bir ütü tarafından ısıtılmaktadır. İçinde ütünün de bulunduğu odayı sistem olarak alın. Burada iş mi yoksa ısı geçişi mi söz konusudur?

3-7K Bir oda pencerelerden içeri giren güneş ışınımıyla ısınmaktadır. Oda için ısı veya iş etkileşimlerinden hangisi söz konusudur?

3-8K Yalıtılmış bir oda, içinde yanan mumlar tarafından ısıtılmaktadır. Mumlar da içinde olmak üzere odanın tamamını sistem olarak ele alın. Burada ısı veya iş etkileşimlerinden hangisinin oluştuğunu belirtin.

3-9K Nokta ve yola bağımlı fonksiyonlar nelerdir? Örneklerle açıklayın.

3-10K Isı geçişi hangi yollarla olur?

3-11K Kalorik teorisi nedir ? Bu teoriden ne zaman ve neden vazgeçildiğini belirtin?

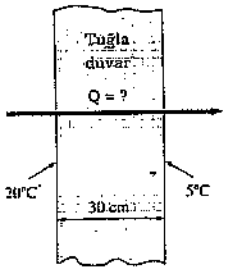
3-12K Güneş enerjisinin dünyaya ulaşmasında taşınım ve iletimin rolü nedir?

3-13K Elmas mı, gümüş mü daha iyi bir iletkendir?

3-14K Zorlanmış taşınımla doğal taşınım arasındaki fark nedir?

3-15K Yayma oranını ve yutma oranını tanımlayın. Işınımın Kirchoff kanunu nedir?

3-16K Siyah cisim nedir? Gerçek cisimler hangi bakımlardan siyah cisimden farklıdır?



ŞEKİL P3-17

3-17 5 m × 6 m boyutlarında bir tuğla duvarın iç yüzeyi 20 °C, dış yüzeyi 5 °C sıcaklıktadır. Duvarın kalınlığı 30 cm, ısı iletim katsayısı 0.69 W/(m · °C) olduğuna göre, duvardan geçen ısıyı (W) bulun.

3-18 Bir kış gününde 2 m × 2 m boyutlarında bir pencere camının iç ve dış sıcaklıkları sırasıyla 10 °C ve 3 °C'dir. Camın kalınlığı 0.5 cm, ısı iletim katsayısı da 0.78 W/(m · °C) olduğuna göre, 5 saat süresince camdan olan ısı kaybını (kJ) hesaplayın. Cam 1 cm kalınlığında olsaydı sonuç ne olurdu?

*Öğrencilerin tüm kavram "K" sorularını yanıtlamaları önerilmektedir.

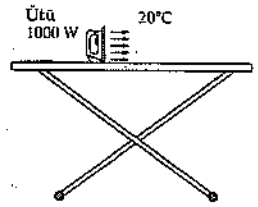
3-19 Isı iletim katsayısı 237 W/(m · °C) olan bir alüminyum tavanın altı düz olup, çapı 20 cm, kalınlığı ise 0.4 cm'dir. Ocaktan, tavada kaynayan suya sürekli olarak 500 W ısı geçişi olmaktadır. Tavanın altının iç yüzey sıcaklığı 105 °C ise, ocağa bakan yüzeyinin sıcaklığı ne olur?

3-20 Isı geçişi hesapları için, ayakta duran çıplak bir adam, taban ve tavanı yalıtılmış, yani yüzey sıcaklığı da 34 °C olan, 30 cm çapında ve 170 cm boyunda bir silindir olarak alınabilir. Taşınım katsayısının 15 W/(m^2 · °C) olması durumunda, adamdan 20 °C sıcaklıktaki çevreye olan ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm*: 336 W.

3-21 Dış yüzeyi 70 °C sıcaklıkta tutulan, 5 cm çapında küresel bir top, 20 °C sıcaklıktaki bir odanın tavanından sarkıtılmıştır. Taşınım katsayısı 15 W/(m^2 · °C), top yüzeyinin yayma oranı 0.8 olduğuna göre, toptan çevreye olan toplam ısı geçişini hesaplayın.

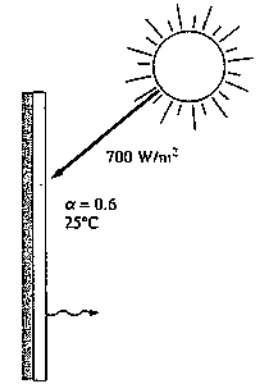
3-22 80 °C sıcaklığındaki hava, boyutları 2 m × 4 m, sıcaklığı 30 °C olan bir levhanın üzerinden üflenmektedir. Taşınım katsayısı 55 W/(m^2 °C) olduğuna göre, havadan levhaya olan ısı geçişini kW olarak hesaplayın.

3-23 1000 W gücünde bir ütü, ütü masasının üzerine dik olarak konmuştur. Ütü tabanıyla sıcaklığı 20 °C olan çevre hava arasındaki taşınım katsayısı 35 W/(m2 · °C)'dir. Ütü tabanının yayma oranı 0.6 ve yüzey alanı 0.02 m^2 ise, sıcaklığı ne olur?



ŞEKİL P3-23

3-24 İnce bir metal levhanın bir yüzü yalıtılmış olup, diğer yüzüne güneş ışınımı gelmektedir. Levhanın güneşe bakan yüzünün yutma oranı, güneş ışınımı için 0.6'dır. Levhaya gelen güneş ışınımı 700 W/m^2, çevre havasının sıcaklığı da 25 °C olduğuna göre, levha yüzeyinin sıcaklığını bulun. Levhanın yaydığı ışınımı ihmal ederek, taşınımla ısı kaybının, güneş ışınımıyla kazanılan enerjiye eşit olduğunu varsayın. Taşınım katsayısını 50 W/(m^2 · °C) alın.

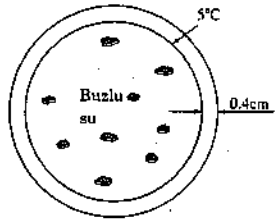


ŞEKİL P3-24

3-25 10 m uzunluğunda ve 5 cm dış çapında bir sıcak su borusunun dış yüzey sıcaklığı 80 °C olup, 5 °C sıcaklığındaki çevre havayla arasında doğal taşınımla ısı geçişi vardır. Taşınım katsayısı 25 W/(m^2 · °C) olduğuna göre, borudan doğal taşınımla olan ısı geçişini hesaplayın.

3-26 Bir uzay gemisinin dış yüzeyinin yayma oranı 0.8, güneş ışınımı için yutma oranı ise 0.3'tür. Geminin dış yüzeyine gelen güneş ışınımı 1000 W/m^2 olduğuna göre, sürekli rejimde geminin dış yüzey sıcaklığını hesaplayın. Sürekli rejimde birim zamanda yutulan güneş enerjisi, yayılan ışınıma eşit olmaktadır.

3-27 20 cm dış çapında ve 0.4 cm et kalınlığında küresel bir demir kabın içinde 0 °C sıcaklığında buzlu su bulunmaktadır. Kabın dış yüzey sıcaklığı 5 °C olduğuna göre, kaptan olan ısı geçişini ve kap içindeki buzun erime hızını yaklaşık olarak hesaplayın.



ŞEKİL P3-27

3-28 2 m × 2 m boyutlarındaki bir çift-camlı pencerenin iç ve dış cam sıcaklıkları sırasıyla 18 °C ve 6 °C'dir. Camlar arasında 1 cm genişliğinde durgun hava olduğunu kabul ederek, pencereden olan ısı geçişini (kW) hesaplayın.

3-29 2 cm kalınlığındaki bir levhanın yüzeyleri 0 °C ve 100 °C sıcaklıklarında tutulmaktadır. Levhada ısı geçişi 500 W/m^2 olarak belirlendiğine göre, levhanın ısı iletim katsayısını bulun.

Sınır İşi

3-30K Bir P-v diyagramında, hal değişimi eğrisi altında kalan alan neyi temsil eder?

3-31K Bir hal değişimi sırasında yapılan en çok işin, neden hal değişiminin sanki-dengeli olması durumunda gerçekleşeceğini açıklayın.

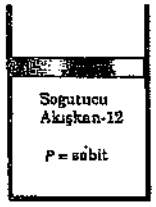
3-32K Sabit hacimli sistemlerde, sınır işi her zaman sıfır mıdır?

3-33K Belirli bir haldeki mükemmel gaz, verilen bir son hacme, biri sabit basınçta diğeri sabit sıcaklıkta olmak üzere iki farklı hal değişimiyle genişlemektedir. Yapılan iş hangi hal değişimi sırasında daha büyüktür?

3-34K 1 kPa · m^3 = 1 kJ olduğunu gösterin.

3-35 200 kPa basınçta 5 kg doymuş su buharı sabit basınçta 300 °C sıcaklığa ısıtılmaktadır. Hal değişimi sırasında buhar tarafından yapılan işi hesaplayın. *Çözüm:* 430.5 kJ

3-36 Sürtünmesiz bir piston-silindir düzeneğinde, başlangıçta doymuş sıvı halinde 200 L soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Piston serbest hareket edebilmektedir ve kütlesi soğutucu akışkan üzerinde 800 kPa basınç olmasını sağlayacak büyüklüktedir. Soğutucu akışkan daha sonra 50 °C sıcaklığa ısıtılmaktadır. Hal değişimi sırasında yapılan işi hesaplayın. *Çözüm:* 4775 kJ



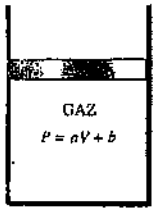
ŞEKİL P3-36

3-37 Sürtünmesiz bir piston-silindir düzeneğinde, başlangıçta 500 kPa basınç ve 300 °C sıcaklıkta, 8 kg kızgın su buharı bulunmaktadır. Daha sonra silindir içindeki buhar, sabit basınçta, kütlesinin yüzde 70'i yoğuşana kadar soğutulmaktadır. Hal değişimi sırasında yapılan işi hesaplayın.

3-38 150 kPa basınç ve 12 °C sıcaklıkta 1.2 kg hava, sızdırmaz ve sürtünmesiz bir piston-silindir düzeneğinde bulunmaktadır. Daha sonra hava 600 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Bu işlem sırasında havadan çevreye ısı geçişi olmakta ve silindir içindeki sıcaklık sabit kalmaktadır. Hal değişimi sırasında yapılan işi hesaplayın. *Çözüm:* –136.1 kJ

3-39 Başlangıçta 300 K sıcaklık ve 150 kPa basınçta olan 0.2 m^3 azot, sabit sıcaklıkta bir hal değişimiyle 800 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Hal değişimi sırasında yapılan işi hesaplayın.

3-40 Başlangıçta hacmi 0.42 m^3 olan bir gaz, hacmi 0.12 m^3 oluncaya kadar sıkıştırılmaktadır. Sanki-dengeli bu hal değişimi sırasında basıncın hacimle değişimi $P = aV + b$ bağıntısını sağlamaktadır. Burada a = –1200 kPa/m^3 ve b = 600 kPa değerlerindedir. Hal değişimi sırasında yapılan işi (a) P-v diyagramında hal değişiminin eğrisini çizip altında kalan alanı bularak, (b) integrasyonla hesaplayın.

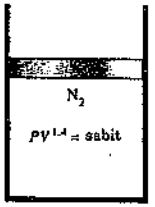


ŞEKİL P3-40

3-41 Bir gaz $P = aV + b$ bağıntısı uyarınca genişlerken basıncı 100 kPa'den 900 kPa'e değişmektedir. Burada a = 1 MPa/m^3 olup, b bir sabittir. Gazın başlangıçtaki hacmi 0.2 m^3 olduğuna göre, hal değişimi sırasında yapılan işi hesaplayın. *Çözüm:* 400 kJ

3-42 Piston-silindir düzeneğinde gerçekleşen sıkıştırma ve genişleme işlemlerinde, gerçek gazların $PV^n = C$ bağıntısını sağladıkları gözlenmiştir. Burada n ve C birer sabittir. Başlangıçta basıncı 150 kPa ve hacmi 0.03 m^3 olan bir gazın, hacmi 0.2 m^3 olana kadar genişlemesi sırasında yapılan işi hesaplayın. n değerini 1.3 alın.

3-43 Sürtünmesiz bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 100 kPa basınç ve 300 K sıcaklıkta 2 kg azot bulunmaktadır. Azot daha sonra, $PV^{1.4}$ = sabit olacak biçimde, sıcaklığı 360 K olana kadar sıkıştırılmaktadır. Hal değişimi sırasında yapılan işi hesaplayın. *Çözüm:* –89.0 kJ

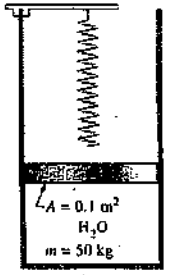


ŞEKİL P3-43

3-44 Bir gazın hal denklemi $\overline{v}\left(P + 10/\overline{v}^2\right) = R_u T$ bağıntısıyla verilmektedir. Burada $\overline{v}$ ve P'nin birimleri sırasıyla m^3/kmol ve kPa olmaktadır. Bu gazdan 0.5 kmol, 300 K sabit sıcaklıkta, 2 m^3'ten 4 m^3 hacme sanki-dengeli bir hal değişimiyle genişlemektedir. (a) Bağıntıdaki 10 sabitinin birimini belirtin, (b) sabit sıcaklıktaki hal değişimi sırasında yapılan işi hesaplayın.

3-45 Bir piston-silindir düzeneğinde bulunan karbon dioksit 0.3 m^3'ten 0.1 m^3 hacme sıkıştırılmaktadır. Hal değişimi sırasında basınçla hacim arasındaki ilişki, $P = aV^{-2}$ bağıntısıyla verilmektedir. Burada a = 8 kPa · m^6 olmaktadır. Karbon dioksit üzerinde yapılan işi hesaplayın. *Çözüm:* –53.3 kJ

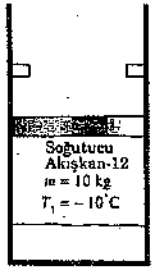
3-46 Bir piston-silindir düzeneğinde 100 kPa basınçta 1 m^3 hidrojen bulunmaktadır. Bu konumdayken, yay sabiti 200 kN/m olan bir doğrusal yay pistona dokunmakta, fakat herhangi bir kuvvet uygulamamaktadır. Pistonun kesit alanı 0.8 m^2'dir. Daha sonra hidrojene ısı geçişi olmakta ve hidrojen genişleyerek hacmi iki katına çıkmaktadır. (a) Son haldeki basıncı, (b) hal değişimi sırasında hidrojen tarafından yapılan toplam işi, (c) toplam işin yaya karşı yapılan bölümünü hesaplayın. Ayrıca hal değişimini P-V diyagramında gösterin.



ŞEKİL P3-47

3-47 Bir piston-silindir düzeneğinde, başlangıçta 150 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta 50 kg su bulunmaktadır. Pistonun kesit alanı 0.1 m^2'dir. Daha sonra suya ısı geçişi olmakta, suyun bir bölümü buharlaşarak genişlemektedir. Hacim 0.2 m^3 olduğu zaman, piston yay sabiti 100 kN/m olan bir yaya dokunmaktadır. Isı geçişi ve genişleme, piston 20 cm daha yükselinceye kadar devam etmektedir. (a) Son haldeki basıncı bulun, (b) hal değişimi sırasında yapılan işi hesaplayın. Ayrıca hal değişimini P-V diyagramında gösterin.
Çözüm: (a) 350 kPa, 138.88 °C, (b) 27.5 kJ.

3-48 Bir piston-silindir düzeneğinde 10 kg soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Başlangıçta soğutucu akışkanın 8 kg'ı sıvı fazında olup sıcaklık –10 °C'dir. Daha sonra soğutucu akışkana yavaş yavaş ısı geçişi olmakta, piston yükselmekte ve hacim 400 L olduğu zaman piston durduruculara dokunmaktadır (Şekil P3-48). (a) Sistemin piston durduruculara dokunduğu andaki sıcaklığını, (b) hal değişimi sırasında yapılan



P3-48

işi hesaplayın. Ayrıca hal değişimini *P-V* diyagramında gösterin.
Çözüm : (*a*) –10 °C , (*b*) 52.6 kJ

3-49 Sürtünmesiz bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 50 °C sıcaklıkta 10 kg doymuş soğutucu akışkan-12 buharı bulunmaktadır. Daha sonra basınç yavaş yavaş azaltılarak, soğutucu akışkanın sabit sıcaklıkta sanki-dengeli bir hal değişimiyle genişlemesi sağlanmaktadır. Son halde basınç 500 kPa olmaktadır. Bu hal değişimi sırasında yapılan işi, (*a*) tablolarda verilen deneysel özgül hacim değerlerini kullanarak, (*b*) soğutucu akışkan buharını mükemmel gaz kabul ederek hesaplayın. Mükemmel gaz kabulü yapıldığı zaman oluşan hatayı bulun.

3-50 Bir gazın genişlemesi sırasında yapılan sınır işini, genişleme sırasında ölçülen aşağıdaki basınç ve hacim değerlerini kullanarak hesaplayın: 300 kPa, 1L; 290 kPa, 1.1 L; 270 kPa, 1.2 L; 250 kPa, 1.4 L; 220 kPa, 1.7 L ve 200 kPa, 2L.

Diğer Mekanik İş Biçimleri

3-51K Bir araba 10 saniyede, duruştan 85 km/h hıza ulaşmaktadır. Arabanın bu hıza 5 saniyede ulaşması için yapılması gereken iş yukarıdakinden farklı mıdır?

3-52K Bir vinç belirli bir ağırlığı 20 m yüksekliğe 20 s'de kaldırırken, bir başka vinç aynı ağırlığı aynı yüksekliğe 10 s'de kaldırmaktadır. Kaldırma işlemi sırasında vinçlerin yaptıkları işler farklı mıdır?

3-53 Düz bir yolda 800 kg kütlesindeki bir arabayı duruştan 100 km/h hıza getirmek için yapılması gereken işi hesaplayın. *Çözüm:* 308.6 kJ

3-54 2000 kg kütlesindeki bir araba dikey olarak 40 m yokuş çıkarken, hızı da 20 km/h'den 70 km/h'e yükselmektedir. Yapılan işi hesaplayın.

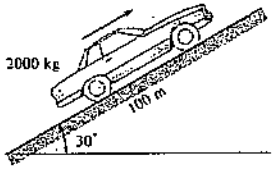
3-55 400 kW güç ileten ve 3000 devir/dakika hızla dönen bir taşıt miline uygulanması gereken burulma momentini hesaplayın.
Çözüm: 1273 N · m

3-56 Yay sabiti 70 kN/m olan bir doğrusal yayı serbest konumundan 20 cm çekmek için yapılması gereken işi hesaplayın.

3-57 1500 kg kütlesi olan bir otomobilin gücü 75 kW olarak verilmiştir. Düz bir yolda, bu arabayı tam güçte, duruştan 85 km/h hıza getirmek için gerekli süreyi hesaplayın. Sonucun gerçekçi olup olmadığını irdeleyin.

3-58 Kayak pistinde çalışan bir teleferik tek yönde 1 km uzunluğunda olup 200 metre yükselmektedir. Kabinlerinin arasında 20 m bulunan teleferiğin her kabini üç kişi almaktadır. Kabinler doluyken her birinin kütlesi 250 kg olmaktadır. Teleferiğin çalışma hızı 10 km/h'dir. Sürtünmeyi ve hava direncini ihmal edin. Teleferiği çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın. Ayrıca teleferiği durma konumundan çalışma hızına 5s içinde getirmek için gerekli gücü bulun. Yerçekimi ivmesi *g* 'yi 9.6 m/s alın.

3-59 2000 kg kütlesi olan bir arabanın, eğimi yüzde 30 ve uzunluğu 100 m olan bir yokuşu, (*a*) sabit hızda, (*b*) duruştan 30 km/h hıza yükselirken, (*c*) 35 km/h hızdan 5 km/h hıza yavaşlarken çıkabilmesi için gerekli gücü hesaplayın. Sürtünmeyi ve hava direncini ihmal edin.
Çözüm: (*a*) 98.07 kW, (*b*) 188.07 kW, (*c*) –21.93 kW



ŞEKİL P3-59

3-60 1200 kg kütlesi olan hasarlı bir araba bir kamyon tarafından çekilmektedir. Sürtünme ve hava direncini ihmal edin. Aracı çekmek için fazladan gerekecek gücü, (*a*) düz yolda sabit hızda giderken, (*b*) 30° eğimli yokuş yukarı bir yolda 50 km/h hızla giderken, (*c*) düz yolda durma konumundan 90 km/h hıza 12s'de ulaşırken hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 0, (*b*) 81.7 kW, (*c*) 31.25 kW

Kapalı Sistem Enerji Çözümlemesi: Genel Sistemler

3-61K Bir çevrim için, net iş mutlaka sıfır mıdır? Ne tür sistemler için bu durum geçerlidir?

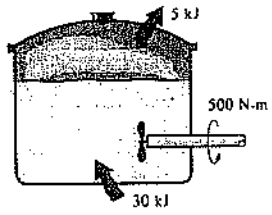
3-62K Hangi koşullar altında $Q - W_{diğer} = H_2 - H_1$ bağıntısı kapalı sistemler için geçerli olur?

3-63K Bir öğrenci sıcak bir yaz gününde, sabah odasından çıkarken vantilatörünü açık bırakmaktadır. Akşam odasına döndüğü zaman odası komşu odalara oranla daha soğuk mu, daha sıcak mı olacaktır? Neden? Tüm kapı ve pencerelerin kapalı olduğunu kabul edin.

3-64K Birbirinin aynı iki oda düşünün. Odalardan biri boştur, diğerinde bir buzdolabı vardır. Tüm pencere ve kapılar kapalı olursa hangi oda daha sıcak olacaktır? Neden?

3-65K Yüksek bir yapının tepesinden atılan bir kutu gazoz düşünün. Aşağı düşerken gazozun sıcaklığı potansiyel enerjisindeki azalmadan dolayı artar mı?

3-66 Su, üstü kapalı bir tencerede bir taraftan ısıtılırken, bir taraftan da karıştırılmaktadır (Şekil P3-66). Hal değişimi sırasında ocaktan suya 30 kJ, sudan çevreye ise 5 kJ ısı geçmektedir. Karıştırma yoluyla yapılan iş 500 N · m'dir. Sistemin başlangıçtaki enerjisi 10 kJ olduğuna göre, son haldeki enerjisi ne olur? *Çözüm:* 35.5 kJ



ŞEKİL P3-66

3-67 Piston-silindir düzeneğinde bulunan su, bir ocak üstünde ısıtılmaktadır. Hal değişimi sırasında ocaktan suya 60 kJ ısı geçişi olmakta, silindir cidarlarından çevreye ise 8 kJ ısı geçmektedir. Buharlaşmadan dolayı piston yükselmekte ve sistem tarafından 5 kJ sınır işi yapılmaktadır. Suyun bu hal değişimi sonundaki enerji artışını hesaplayın.

3-68 Kapalı bir sistemin 1 ve 2 halleri arasındaki hal değişimleri için aşağıdaki çizelgede boş bırakılan yerleri doldurun. Tüm değerler kJ olarak verilmiştir.

	Q	*W*	E_1	E_2	ΔE
(*a*)	18	–6		35	
(*b*)	–10			4	–15
(*c*)	12		3		32
(*d*)	25		14		10

3-69 Kapalı bir sistemin 1 ve 2 halleri arasındaki hal değişimleri için aşağıdaki çizelgede boş bırakılan yerleri doldurun. Tüm değerler kJ olarak verilmiştir.

	Q	W	E_1	E_2	ΔE
(a)		18	6		20
(b)	5		20		35
(c)	25	−10		40	
(d)	−9			12	−15

3-70 Kapalı bir sistem iki hal değişiminden oluşan bir çevrim gerçekleştirmektedir. Birinci hal değişimi sırasında sisteme 40 kJ ısı geçişi olurken, sistem 60 kJ iş yapmaktadır. İkinci hal değişimi sırasındaysa sistem üzerinde 45 kJ iş yapılmaktadır.

(*a*) İkinci hal değişimi sırasında olan ısı geçişini,

(*b*) Çevrimin net işini ve net ısı geçişini hesaplayın.

Çözüm: (*a*) −25 kJ, (*b*) 15 kJ, 15 kJ

3-71 Kapalı bir sistem üç hal değişiminden oluşan bir çevrim tamamlamaktadır. Adyabatik olan birinci hal değişimi sırasında sistem üzerinde 50 kJ iş yapılmaktadır. İkinci hal değişimi sırasında iş yapılmazken, sisteme 200 kJ ısı geçişi olmaktadır. Üçüncü hal değişimi sırasındaysa sistem 90 kJ iş yaparak ilk haline dönmektedir.

(*a*) Üçüncü hal değişimi sırasında olan ısı geçişini,

(*b*) Çevrimin net işini hesaplayın.

3-72 İçinde normal olarak 40 öğrenci bulunan bir sınıf, pencereye takılan 5 kW gücünde bir klima cihazıyla soğutulacaktır. Oturmakta olan bir insandan çevreye saatte 360 kJ ısı geçişi olduğu kabul edilsin. Sınıfta 10 adet her biri 100 W gücünde ampul vardır. Ayrıca sınıfa duvar ve pencerelerden saatte 1500 kJ ısı geçişi olmaktadır. Sınıf 21 °C sıcaklıkta tutulmak istenirse, kaç cihaz gerekli olduğunu hesaplayın.

Çözüm: 2 cihaz

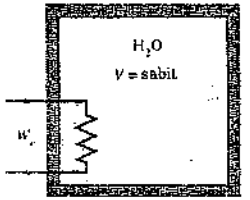
Kapalı Sistem Enerji Çözümlemesi: Doyma, Sıkıştırılmış Sıvı ve Kızgın Buhar Özelik Tabloları

ŞEKİL P3-73

3-73 Bir radyatörün hacmi 20 L olup, başlangıçta 300 kPa basınç ve 250 °C sıcaklıkta kızgın su buharıyla doludur. Radyatörün giriş ve çıkış vanaları kapalıdır. Odaya olan ısı geçişi sonucunda buharın basıncı 100 kPa'e düşmektedir. Radyatörden odaya olan ısı geçişini hesaplayın. Buharın hal değişimini doyma eğrilerini de göstererek P-v diyagramında çizin. *Çözüm:* −33.4 kJ

3-74 0.5 m^3 hacmi olan, sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 200 kPa basınç ve yüzde 40 kuruluk derecesinde soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Daha sonra soğutucu akışkana basıncı 800 kPa'e yükselene kadar ısı geçişi olmaktadır. (*a*) Kaptaki soğutucu akışkan kütlesini, (*b*) hal değişimi sırasındaki ısı geçişini hesaplayın. Hal değişimini, doyma eğrilerini de göstererek P-v diyagramında çizin.

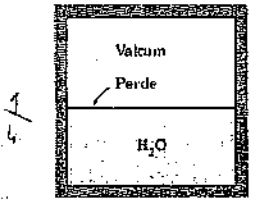
3-75 0.6 m^3 hacmi olan, sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 0.8 Mpa basınçta, doymuş soğutucu akışkan-12 buharı bulunmaktadır. Daha sonra soğutucu akışkandan çevreye ısı geçişi olmakta ve basınç 200 kPa'e düşmektedir. Hal değişimini, doyma eğrilerini de göstererek P-v diyagramında çizdikten sonra, (a) son haldeki sıcaklığı, (b) yoğuşan soğutucu akışkan kütlesini, (c) hal değişimi sırasında olan ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm:* (a) −12.53 °C, (b) 20.4 kg, (c) −3360 kJ



ŞEKİL P3-76

3-76 İyi yalıtılmış sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 100 kPa basınçta 5 kg doymuş sıvı-buhar karışımı su bulunmaktadır. Bu halde toplam kütlenin dörtte üçü sıvı fazındadır. Daha sonra kabın içinde bulunan elektrikli ısıtıcı çalıştırılmakta ve 110 V'luk bir prize takılı ısıtıcıdan 8 A'lik bir akım geçmektedir. Kaptaki sıvının tümünü buharlaştırmak için ne kadar süre geçecektir? Hal değişimini, doyma eğrilerini de göstererek T-v diyagramında çizin.

3-77 İyi yalıtılmış sabit hacimli kapalı bir kap, metal bir perdeyle ikiye bölünmüştür. Başlangıçta, bölmelerden birinde 60 °C sıcaklık ve 600 kPa basınçta 2.5 kg sıkıştırılmış sıvı su bulunmaktadır. Bölmelerden diğerinde ise vakum vardır. Daha sonra metal perde kaldırılmakta ve su tüm hacmi kaplamaktadır. Son haldeki basıncın 10 kPa olduğunu gözönüne alarak, kabın hacmini ve suyun son haldeki sıcaklığını hesaplayın.

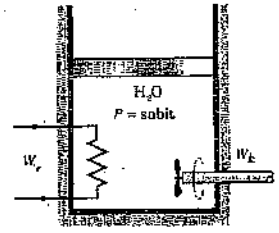


ŞEKİL P3-77

3-78 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 800 kPa basınç ve 60 °C sıcaklıkta 5 kg soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Daha sonra soğutucu akışkandan çevreye sabit basınçta ısı geçişi olmakta ve son halde sıcaklık 20 °C'ye düşmektedir. Son halde soğutucu akışkan sıvı fazındadır. Isı geçişini hesaplayın ve hal değişimini, doyma eğrilerini de göstererek T-v diyagramında çizin. *Çözüm:* −829.25 kJ

3-79 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 800 kPa basınçta ve 0.08 m3 hacminde 0.2 kg su bulunmaktadır. Daha sonra suya sabit basınçta 180 kJ ısı geçişi olmaktadır. Suyun son sıcaklığını hesaplayın ve hal değişimini, doyma eğrilerini de göstererek T-v diyagramında çizin.

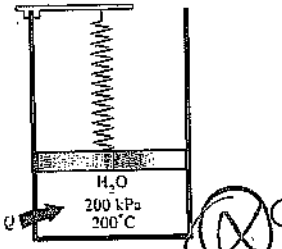
3-80 Yalıtılmış bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 150 kPa basınçta 5 L doymuş sıvı su bulunmaktadır. Silindir içinde bir elektrikli ısıtıcıyla bir karıştırıcı bulunmaktadır. Daha sonra su 45 dakika süreyle bir taraftan karıştırılmakta, diğer taraftan içinden 8 A akım geçen ısıtıcıyla ısıtılmaktadır. Sabit basınçta gerçekleşen bu hal değişimi sırasında sıvının yarısı buharlaşmakta ve karıştırıcı tarafından 300 kJ iş yapılmaktadır. Elektrik kaynağının potansiyelini volt olarak hesaplayın. Ayrıca hal değişimini, doyma eğrilerini de göstererek P-v diyagramında çizin. *Çözüm:* 230.9 V



ŞEKİL P3-80

3-81 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 1 MPa basınçta, 350 °C sıcaklıkta 1.5 m^3 su buharı bulunmaktadır. Buhardan çevreye yoğuşmanın başladığı ana kadar sabit basınçta ısı geçişi olmaktadır. Hal değişimini, doyma eğrilerini de göstererek T-v diyagramında çizin. Ayrıca, (a) su buharının kütlesini, (b) son haldeki sıcaklığı ve (c) hal değişimi sırasındaki ısı geçişini hesaplayın.

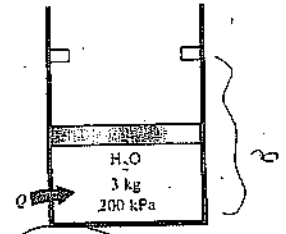
3-82 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 kPa basınç ve 200 °C sıcaklıkta 0.5 m^3 su buharı bulunmaktadır. Bu durumda doğru-



ŞEKİL P3-82

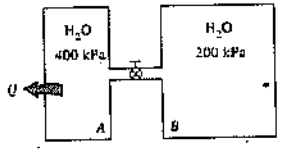
sal bir yay ($F \propto x$) pistona dokunmakta, fakat herhangi bir kuvvet uygulamamaktadır. Daha sonra buhara ısı geçişi olmakta, basınç ve hacim sırasıyla 500 kPa ve 0.6 m^3 değerlerine yükselmektedir. Hal değişimini, doyma eğrilerini de göstererek P-v diyagramında çizin. Ayrıca, (*a*) son haldeki sıcaklığı, (*b*) hal değişimi sırasında buhar tarafından yapılan işi, (*c*) toplam ısı geçişini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 1131 °C, (*b*) 35 kJ, (*c*) 772 kJ

3-83 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 kPa basınçta 0.5 m^3 doymuş su buharı bulunmaktadır. Bu durumdayken piston iki durdurucu üzerinde bulunmaktadır. Pistonu kaldırmak için 300 kPa basınca gerek vardır. Daha sonra buhara olan ısı geçişi sonunda hacim iki katına çıkmaktadır. Hal değişimini, doyma eğrilerini de göstererek P-v diyagramında çizin. Ayrıca (*a*) son haldeki sıcaklığı, (*b*) hal değişimi sırasında yapılan işi, (*c*) toplam ısı geçişini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 878.9 °C, (*b*) 150 kJ, (*c*) 875 kJ



ŞEKİL P3-84

3-84 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 kPa basınçta doymuş sıvı halinde 3 kg su bulunmaktadır. Daha sonra suya ısı geçişi olmakta, suyun bir bölümü buharlaşmakta ve piston yükselmektedir. Hacim 60 L olduğunda piston durduruculara dokunmaktadır. Isıtma işlemi basınç ilk haldeki basıncın iki katı oluncaya kadar devam etmektedir. Hal değişimini, doyma eğrilerini de göstererek P-v diyagramında çizin. Ayrıca, (*a*) son halde sistemin sıvı fazındaki kütlesini, (*b*) son haldeki sıcaklığı, (*c*) hal değişimi sırasında yapılan toplam işi ve ısı geçişini hesaplayın.



ŞEKİL P3-85

3-85 Sabit hacimli iki kapalı kap bir yanayla birleştirilmiştir (Şekil P3-85). A kabında 400 kPa basınçta ve yüzde 80 kuruluk derecesinde 0.2 m^3 su bulunmaktadır. B kabında ise 200 kPa basınç ve 250 °C sıcaklıkta 0.5 m^3 su bulunmaktadır. Vana açılmakta ve iki kap içindeki su bir süre sonra aynı hale gelmektedir. Sistemin son halde 25 °C sıcaklıktaki çevreyle ısıl dengeye ulaştığını kabul ederek, sistemin son basıncını ve hal değişimi sırasındaki ısı geçişini hesaplayın.
Çözüm: 3.169 kPa, – 2170 kJ

Özgül Isılar, Mükemmel Gazların Δu ve Δh Hesapları

3-86K $\Delta U = mC_{v,\,ort}\,\Delta T$ bağıntısı mükemmel gazlarla ilgili herhangi bir hal değişimi için kullanılabilir mi, yoksa sadece sabit hacimde hal değişimleri için mi geçerlidir?

3-87K $\Delta H = mC_{p,\,ort}\,\Delta T$ bağıntısı mükemmel gazlarla ilgili herhangi bir hal değişimi için kullanılabilir mi, yoksa sadece sabit basınçta hal değişimleri için mi geçerlidir?

3-88K Mükemmel bir gaz için $\overline{C}_p = \overline{C}_v + R_u$ bağıntısının geçerliliğini gösterin.

3-89K Havayı 295 K'den 305 K'e ısıtmakla 345 K'den 355 K'e ısıtmak için gerekli enerji eşit midir? Her iki durumda da basıncın sabit kaldığını kabul edin.

3-90K $\Delta U = mC_v\Delta T$ bağıntısında C_v'nin birimi kJ/(kg·°C) ve kJ/(kg·K) birimlerinden hangisi olmalıdır?

3-91K Belirli bir kütleye sahip mükemmel gaz sabit basınçta 50 °C'den 80 °C'ye ısıtılmaktadır. Basıncın 1 atm veya 3 atm olmasına göre, hangi durumda daha çok enerji gerekecektir? Neden?

3-92K Belirli bir kütleye sahip mükemmel gaz sabit hacimde 50 °C'den 80 °C'ye ısıtılmaktadır. Hacmin 1 m^3 veya 3 m^3 olmasına göre, hangi durumda daha çok enerji gerekecektir? Neden?

3-93K Belirli bir kütleye sahip mükemmel gaz (*a*) sabit hacimde, (*b*) sabit basınçta, 50 °C'den 80 °C'ye ısıtılmaktadır. Hangi durumda daha çok enerji gerekecektir? Neden?

3-94 Azotun 600 K'den 1000 K'e ısıtılması sırasındaki entalpi değişimini kJ/kg olarak, (*a*) Tablo A-18'de azot için verilen deneyle bulunmuş h değerlerini kullanarak, (*b*) Tablo A-2*c*'de sıcaklığın fonksiyonu olarak ifade edilen, deneyle elde edilmiş özgül ısı denklemini kullanarak, (*c*) ortalama sıcaklıkta, Tablo A-2*b*'de verilen C_p değerini kullanarak, (*d*) Tablo A-2*a*'da verilen oda sıcaklığındaki C_p değerini kullanarak hesaplayın. Ayrıca her şık için hata oranını bulun. *Çözüm:* (*a*) 448.6 kJ/kg; (*b*) 447.8 kJ/kg, yüzde 0.2; (*c*) 448.4 kJ/kg, yüzde 0.04; (*d*) 415.6 kJ/kg, yüzde 7.4

3-95 Oksijenin 500 K'den 800 K'e ısıtılması sırasındaki entalpi değişimini kJ/kg olarak, (*a*) Tablo A-19'da oksijen için verilen deneyle elde edilmiş h değerlerini kullanarak, (*b*) Tablo A-2*c*'de sıcaklığın fonksiyonu olarak ifade edilen, deneyle elde edilmiş özgül ısı denklemini kullanarak, (*c*) ortalama sıcaklıkta, Tablo A-2*b*'de verilen C_p değerini kullanarak, (*d*) Tablo A-2*a*'da verilen oda sıcaklığındaki C_p değerini kullanarak hesaplayın.

3-96 Hidrojenin 400 K'den 1000 K'e ısıtılması sırasındaki iç enerji değişimini kJ/kg olarak, (*a*) Tablo A-22'de hidrojen için verilen deneyle bulunmuş u değerlerini kullanarak, (*b*) Tablo A-2*c*'de sıcaklığın fonksiyonu olarak ifade edilen, deneyle elde edilmiş özgül ısı denklemini kullanarak, (*c*) ortalama sıcaklıkta, Tablo A-2*b*'de verilen C_v değerini kullanarak, (*d*) Tablo A-2*a*'da verilen oda sıcaklığındaki C_v değerini kullanarak hesaplayın. Ayrıca her şık için hata oranını da bulun.

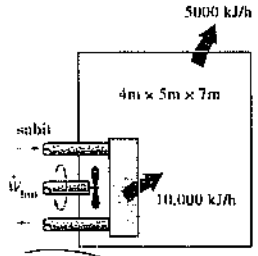
Mükemmel Gazlar İçin Kapalı Sistem Enerji Çözümlemesi

3-97K Mükemmel bir gazı piston-silindir düzeneğinde adyabatik olarak ve sabit sıcaklıkta sıkıştırmak olası mıdır? Açıklayın.

3-98 Sabit hacimli kapalı bir kapta, 200 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta 10 kg hava bulunmaktadır. Hava, basıncı iki katına yükselene kadar ısıtılmaktadır. (*a*) Kabın hacmini, (*b*) hal değişimi sırasındaki ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 4.305 m^3, (*b*) 2207 kJ

3-99 Hacmi 1 m^3 olan, sabit hacimli kapalı bir kapta 250 kPa basınçta ve 500 K sıcaklıkta hidrojen bulunmaktadır. Hidrojen, sıcaklığı 300 K oluncaya kadar soğutulmaktadır. (*a*) Son halde kaptaki basıncı, (*b*) hal değişimi sırasındaki ısı geçişini hesaplayın.

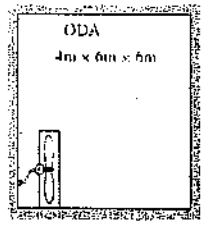
3-100 4 m × 5 m × 6 m boyutlarında bir oda elektrikli ısıtıcıyla ısıtılmaktadır. Isıtıcının, oda sıcaklığını 7 °C'den 23 °C'ye 15 dakikada yük-



ŞEKİL P3-101

seltmesi istenmektedir. Atmosfer basıncının 100 kPa olduğunu ve odadan ısı kaybı olmadığını kabul ederek, ısıtıcının gücünü hesaplayın. Oda sıcaklığında, sabit özgül ısı değerleri alın. *Çözüm:* 1.91 kW

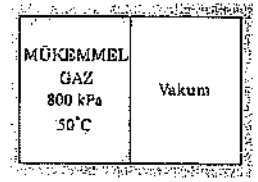
3-101 4 m × 5 m × 7 m boyutlarında bir oda buharlı ısıtma sisteminin radyatörüyle ısıtılmaktadır. Radyatörün verdiği ısı 10000 kJ/h olup, 100 W gücünde bir fan da odada hava dolaşımını sağlamaktadır. Odadan ısı kaybı 5000 kJ/h olarak tahmin edilmektedir. Odanın 10 °C sıcaklıktan 20 °C sıcaklığa gelmesi için geçecek zamanı hesaplayın. Oda sıcaklığında sabit özgül ısı değerleri alın.



ŞEKİL P3-102

3-102 4 m × 6 m × 6 m boyutlarında bir odada kalan öğrenci, bir yaz sabahında odasından çıkarken, akşam döndüğü zaman daha serin olur umuduyla 150 W'lık vantilatörünü açık bırakır. Odasının tüm pencere ve kapıları kapalıdır. Duvardan ve camlardan ısı geçişi olmadığını kabul ederek, öğrenci 10 saat sonra döndüğü zaman oda sıcaklığının ne olacağını tahmin edin. Öğrenci sabah odadan çıkarken oda basıncı 100 kPa, sıcaklığı ise 15 °C'dir. Oda sıcaklığında sabit özgül ısı değerleri alın. *Çözüm:* 58.2 °C

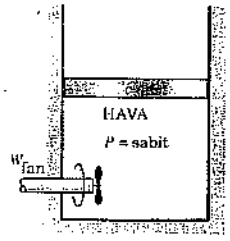
3-103 0.3 m^3 hacmi olan kapalı bir kap içinde, başlangıçta 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta oksijen bulunmaktadır. Kap içinde bulunan bir fan, basınç 150 kPa olana kadar çalıştırılmaktadır. Bu hal değişimi sırasında çevreye 2 kJ ısı geçişi olmaktadır. Oksijen tablosunu kullanarak, yapılan fan işini hesaplayın. Fanda depolanan enerjiyi ihmal edin. *Çözüm:* – 40.94 kJ



ŞEKİL P3-104

3-104 Sabit hacimli kapalı bir kap, metal bir perdeyle iki bölmeye ayrılmıştır. Başlangıçta bölmelerden birinde 800 kPa basınç ve 50 °C sıcaklıkta, kütlesi 3 kg olan mükemmel bir gaz, diğerinde ise vakum vardır. Daha sonra perde kaldırılmakta ve gaz tüm hacmi doldurmaktadır. Kabın yalıtılmış olduğunu kabul ederek son halde kap içindeki sıcaklığı ve basıncı bulun.

3-105 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 100 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta 0.5 kg helyum gazı bulunmaktadır. Bu durumda piston durdurucular üzerindedir. Pistonun hareket edebilmesi için basıncın 500 kPa olması gerekmektedir. Pistonu hareket ettirmek için helyuma ne kadar ısı geçişi olmalıdır? *Çözüm:* 1857 kJ

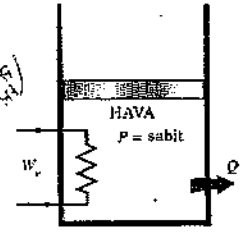


ŞEKİL P3-106

3-106 Yalıtılmış bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 400 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta 100 L hava bulunmaktadır. Daha sonra basınç sabit kalırken, silindir içindeki bir fanla hava üzerinde 15 kJ iş yapılmaktadır (Şekil P3-106). Havanın son haldeki sıcaklığını hava tablosunu (Tablo A-17) kullanarak hesaplayın. Fanda depolanan enerjiyi ihmal edin.

3-107 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 300 kPa basınç ve 327 °C sıcaklıkta 0.8 m^3 azot bulunmaktadır. Azot sabit basınçta çevre ısı vererek 77 °C sıcaklığa gelmektedir. Azot tablosundaki özelik değerlerini kullanarak, hal değişimi sırasındaki ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm:* – 355.2 kJ

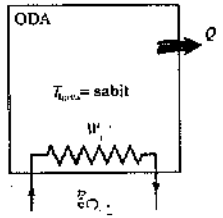
3-108 Bir piston-silindir düzeneğinde bulunan 15 kg hava, silindir içine konan bir elektrikli ısıtıcı aracılığıyla 25 °C'den 77 °C sıcaklığa ısıtılmaktadır. Silindir içindeki basınç hal değişimi boyunca sabit kalmakta ve çevreye 60 kJ ısı geçişi olmaktadır. Sağlanan elektrik enerjisini kWh cinsinden hesaplayın. *Çözüm:* 0.235 kWh



ŞEKİL P3-108

3-109 Yalıtılmış bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta 0.3 m^3 karbon dioksit bulunmaktadır. Silindir içinde 110 V'luk bir kaynaktan beslenen bir elektrikli ısıtıcı vardır. Isıtıcı 10 dakika süreyle çalıştırılmaktadır. Bu işlem sırasında silindir içinde basınç sabit kalırken hacim iki katına çıkmaktadır. Isıtıcıdan geçen akımı hesaplayın. *Çözüm:* 4.7 A

3-110 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta 0.8 kg azot bulunmaktadır. Daha sonra azot, $PV^{1.3}$ = sabit bağıntısına uygun politropik bir hal değişimiyle, hacmi yarı yarıya azalıncaya kadar sıkıştırılmaktadır. Bu hal değişimi sırasında yapılan işi ve ısı geçişini hesaplayın.



ŞEKİL P3-111

3-111 Bir oda elektrikli ısıtıcıyla ısıtılmaktadır. Odanın ısı kayıplarının 8000 kJ/h olduğu bir kış gününde, ısıtıcı sürekli çalışmakta ve oda sıcaklığı sabit kalmaktadır. Isıtıcının gücünü kW olarak hesaplayın.

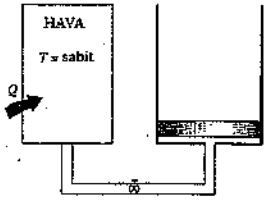
3-112 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 400 kPa basınçta ve 50 °C sıcaklıkta 0.1 m^3 hava bulunmaktadır. Daha sonra hava sabit sıcaklıkta bir hal değişimiyle genişlemekte ve bu sırada havaya 40 kJ ısı geçişi olmaktadır. Bu hal değişimi sırasında yapılan sınır işini hesaplayın. *Çözüm:* 40 kJ

3-113 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 400 kPa basınçta ve 30 °C sıcaklıkta 5 kg argon bulunmaktadır. Daha sonra argon, sanki-dengeli ve sabit sıcaklıkta bir hal değişimiyle genişlemekte, bu hal değişimi sırasında 15 kJ sınır işi yaparken, üzerinde bir karıştırıcıyla 3 kJ iş yapılmaktadır. Hal değişimi sırasında olan ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm:* 12 kJ

3-114 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta 3 kg hava bulunmaktadır. Bu durumda piston durdurucular üzerindedir. Pistonu yukarı hareket ettirmek için, 400 kPa basınca gerek vardır. Daha sonra silindir içindeki havaya ısı geçişi olmakta ve hacmi iki katına çıkmaktadır. Bu hal değişimi sırasında yapılan işi ve ısı geçişini hesaplayın. Hal değişimini *P-v* diyagramında gösterin. *Çözüm:* 516 kJ, 2674 kJ

3-115 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta 3 kg hava bulunmaktadır. Daha sonra havaya ısı geçişi olmakta ve piston yavaş yavaş yükselmektedir. Havanın hacmi başlangıçtakinin iki katı olduğu zaman piston silindir içinde bulunan durdurucular dayanmaktadır. Isıtma işlemi devam etmekte ve son halde havanın basıncı başlangıçtakinin iki katı olmaktadır. Bu hal değişimi sırasında yapılan işi ve ısı geçişini hesaplayın. Hal değişimini *P-v* diyagramında gösterin.

3-116 Hacmi 0.4 m^3 olan sabit hacimli kapalı bir kapta, başlangıçta 400 kPa basınç ve 30 °C sıcaklıkta hava bulunmaktadır. Kap Şekil P3-116'da görüldüğü gibi bir boru ve vana aracılığıyla bir silindire bağlanmıştır. Başlangıçta vana kapalı olup piston silindirin tabanına dokunmaktadır. Pistonu hareket ettirmek için 200 kPa basınca gerek vardır.



ŞEKİL P3-116

Daha sonra vana biraz açılarak kap içindeki basınç 200 kPa'e düşürülmektedir. Bu arada çevreyle olan ısı alışverişi sonunda havanın sıcaklığı sabit (30 °C) kalmaktadır. Hal değişimi sırasındaki ısı geçişini hesaplayın.

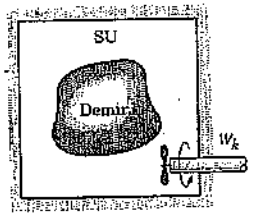
Katı ve Sıvılar İçin Kapalı Sistem Enerji Çözümlemesi

ŞEKİL P3-118

3-117 60 °C sıcaklığında bir alüminyum külçe, içinde 25 °C sıcaklıkta ve atmosfer basıncında 40 L su bulunan yalıtılmış bir kaba bırakılmaktadır. Son halde denge sıcaklığı 30 °C olmaktadır. Alüminyum külçenin kütlesini hesaplayın. Suyun yoğunluğunu 1000 kg/m^3 alın.
Çözüm: 31 kg

3-118 70 °C sıcaklığında ve 50 kg kütlesi olan bir bakır külçe, içinde 25 °C sıcaklıkta 80 kg su bulunan yalıtılmış bir kaba bırakılmaktadır. Bir süre sonra kap içinde ısıl denge sağlanmaktadır. Son haldeki sıcaklığı hesaplayın.

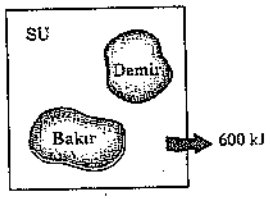
3-119 100 °C sıcaklıkta ve 20 kg kütlesinde bir demir külçeyle 200 °C sıcaklıkta ve 20 kg kütlesinde bir alüminyum külçe yalıtılmış bir kapalı hacimde biraraya getirilmektedir. İki külçeden oluşan sistemin son haldeki denge sıcaklığını bulun.



ŞEKİL P3-120

3-120 90 °C sıcaklıkta bir demir külçe, içinde 20 °C sıcaklıkta 80 L su bulunan yalıtılmış bir kaba bırakılmaktadır. Aynı anda, 200 W gücünde bir motora bağlı karıştırıcı da çalıştırılarak suyun dolaşımı sağlanmaktadır. Isıl dengeye 25 dakika sonra erişilmekte ve bu anda sıcaklık 27 °C olmaktadır. Demir külçenin kütlesini hesaplayın. Karıştırıcıda depolanan enerjiyi ihmal edin ve suyun yoğunluğunu 1000 kg/m^3 alın.
Çözüm: 72.1 kg

3-121 70 °C sıcaklığında ve 50 kg kütlesinde bir bakır külçeyle 80 °C sıcaklıkta ve 20 kg kütlesinde bir demir külçe, içinde 20 °C sıcaklıkta, 150 kg su bulunan [illegible]a konmaktadır. Sistem bir süre sonra ısıl dengeye erişmektedir. Bu süre içinde çevreye 600 kJ ısı geçişi olmaktadır. Son haldeki sıcaklığı bulun. *Çözüm:* 21.4 °C



ŞEKİL P3-121

Biyolojik Sistemler

3-122K Metabolizma nedir? Bazal metabolik hızı tanımlayın. Ortalama bir erkeğin bazal metabolik hızı ne kadardır?

3-123K Metabolizma sırasında açığa çıkan enerji hangi amaca hizmet eder?

3-124K Bir besinin metabolize edilebilen enerji miktarı, o besin bir bomba kalorimetresinde yakıldığı zaman ortaya çıkan enerjiye eşit midir? Eğer farklıysa nedenini açıklayın.

3-125K Bir sınıfın ısıtma ve soğutma yükleri hesaplanırken, sınıfta kaç öğrencinin bulunacağı gözönüne alınmalı mıdır? Açıklayın.

3-126K Hayvansal ve bitkisel yağlar eklenmediği sürece, ekmek ve pilavdan (lapa) oluşan bir beslenme düzeni hakkında ne düşünürsünüz?

3-127 Birbirinin benzeri iki oda düşünün. Birinde 2 kW'lık bir elektrikli ısıtıcı çalışsın, diğerinde üç çift hızlı bir biçimde dans etsin. Sıcaklık hangi odada daha hızlı artar?

3-128 İnsan vücudunun ortalama özgül ısısı yaklaşık 3.6 kJ/(kg · °C)' dir. Eğer 65 kg kütlesi olan bir kadının ateşi 3 °C yükselirse, vücut sıcaklığını yükseltmek için gerekli enerjiyi sağlamak için vücut ne kadar yağ yakacaktır?

3-129 Birbirinin benzeri, 80 kg kütlesinde iki adam aynı besinleri almakta ve aynı işleri yapmakta, fakat biri her gün 30 dakika yavaş tempoda koşarken diğeri televizyon izlemeyi tercih etmektedir. Bir ay sonunda ikisi arasındaki kilo farkı ne kadar olacaktır?
Çözüm : 1.025 kg

3-130 Bir sınıfın ısı kaybı 20000 kJ/h'dır. Sınıfta 30 öğrenci olup, her birinden odaya 100 W duyulur ısı geçmektedir. Sınıftaki hava sıcaklığının düşmesini önlemek için ısıtıcıyı çalıştırmak gerekli midir?

3-131 Kütlesi 68 kg olan bir kadın bir saat bisiklete binmeyi düşünmektedir. Bisiklete bindiği sürece enerji gereksinimini çikolata yiyerek karşılayacaktır. Her biri 30 g olan çikolatalardan kaç tane yemesi gerekir?

3-132 Kütlesi 55 kg olan bir adam, kendini tutamayarak bir oturuşta 1 L dondurmayı yemektedir. Dondurma yiyerek aldığı kalorileri vermek için, yavaş tempoda kaç saat koşması gerekir? *Çözüm:* 2.52 saat

3-133 Açlık grevine başladığı zaman 20 kg vücut yağı olan bir adamı düşünün. Hiçbir besin almadan kaç gün yaşayabilir?

3-134 50 kg kütlesi olan birbirinin benzeri iki kadın düşünün: Pervin ile Şermin. Her ikisi de aynı işleri yapıp aynı besinleri almaktadırlar. İkisinin de her gün bir adet fırında-patates yeme alışkanlığı vardır. Fakat Pervin patatesine dört çay kaşığı tereyağ koyarken, Şermin patatesini yağsız yemeyi tercih etmektedir. Bir yıl sonra aralarındaki kilo farkı ne olacaktır? *Çözüm:* 6.5 kg

3-135 Her gün bir litre kola içme alışkanlığı olan bir kadın, diyet kolaya (sıfır kalori) geçmeye karar verir, fakat buna karşılık her gün iki dilim elmalı pasta yemeye başlar. Aldığı kaloriler daha mı çok, daha mı azdır?

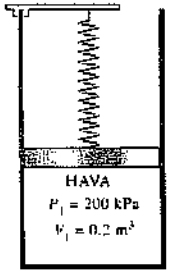
3-136 Kütlesi 60 kg olan bir adam her gün akşam yemeğinden sonra tatlı olarak bir elma yemektedir. Bu durumda kilosu sabit kalan adam, bir gün alışkanlığını değiştirerek akşam yemeklerinden sonra 200 ml dondurma yiyip ardından 20 dakika yürüyüş yapmaya başlar. Bu beslenme düzeniyle kilosunda bir ayda nasıl bir değişiklik olacaktır? *Çözüm:* +0.087 kg

3-137 İnsan vücudunun ortalama özgül ısısı yaklaşık 3.6 kJ/(kg · °C) ' dir. Eğer 80 kg kütlesi olan bir adamın vücut sıcaklığı, sıkı bir idmandan sonra 37 °C 'den 39 °C 'ye yükselirse, vücut sıcaklığının artmasından dolayı vücudundaki enerji artışı ne kadar olacaktır?

ŞEKİL P3-138

Genel Tekrar Problemleri

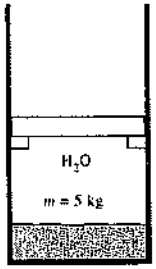
3-138 4 m × 5 m × 7 m boyutlarında iyi yalıtılmış bir oda buharlı ısıtma sisteminin radyatörüyle ısıtılmaktadır. Radyatörün arkasına konan 120 W gücünde bir fan ısı taşınımını artırmaktadır. Radyatörün giriş ve çıkış vanaları kapalıdır ve başlangıçta, radyatörde 200 kPa basınç ve 200 °C sıcaklıkta 15 L kızgın buhar bulunmaktadır. Oda sıcaklığı başlangıçta 10 °C 'tır. Yarım saat sonra buhar basıncının odaya olan ısı geçişi sonunda 100 kPa'e düştüğü görülmektedir. Odadaki hava için, oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul edin ve yarım saatin sonunda oda sıcaklığını hesaplayın. Odadaki hava basıncının 100 kPa olduğu kabul edilebilir.



ŞEKİL P3-140

3-139 Boş kütlesi 150 kg, dolu kütlesi 800 kg olan bir asansör kabini ele alınsın. Kabin ağırlığı, kütlesi 400 kg olan bir karşı ağırlıkla bir ölçüde dengelenmektedir. Karşı ağırlık, kabine, yukarıda bulunan bir makaradan dolaşan halatla bağlanmıştır. Halatın ağırlığını ve sürtünmeyi ihmal ederek, (*a*) dolu kabin yukarıya 2 m/s hızla çıkarken gereken gücü, (*b*) boş kabin aşağıya 2 m/s hızla inerken gereken gücü hesaplayın. Karşı ağırlık kullanılmasaydı (*a*) şıkkı için bulunan sonuç ne olurdu? Kabinle raylar arasında 1200 N değerinde bir sürtünme kuvveti olsaydı (*b*) şıkkı için bulunan sonuç ne olurdu?

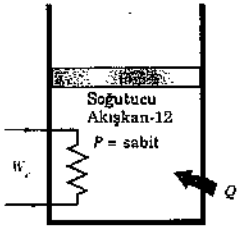
3-140 Sürtünmesiz bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 kPa basıncında 0.2 m^3 hava bulunmaktadır. Bu durumdayken, doğrusal bir yay pistona dokunmakta, fakat herhangi bir kuvvet uygulamamaktadır (Şekil P3-140). Daha sonra hava ısıtılmakta, piston yukarı hareket etmekte, son halde hacim 0.5 m^3, basınç 800 kPa olmaktadır. (*a*) Hava tarafından yapılan toplam işi, (*b*) yaya karşı yapılan işi hesaplayın. Ayrıca hal değişimini *P-v* diyagramında gösterin.
Çözüm: (*a*) 150 kJ, (*b*) 90 kJ



ŞEKİL P3-141

3-141 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta, 100 kPa basınçta doymuş sıvı-buhar karışımı, 5 kg su bulunmaktadır. Suyun 2 kg'lık bölümü sıvı fazında, geri kalanı ise buhar fazındadır. Bu durumdayken piston durdurucular üzerindedir (Şekil P3-141). Daha sonra suya ısı geçişi olmakta, basınç yükselmekte ve 200 kPa olduğunda piston hareket etmeye başlamaktadır. Isı geçişi, toplam hacim yüzde 20 oranında artana kadar sürmektedir. (*a*) İlk ve son hallerdeki sıcaklığı, (*b*) piston hareket etmeye başladığı anda sıvı fazındaki suyun kütlesini, (*c*) hal değişimi sırasında yapılan işi hesaplayın.

3-142 Küresel bir balon 200 kPa basınçta ve 500 K sıcaklıkta 5 kg hava içermektedir. Balon öyle bir malzemeden yapılmıştır ki, iç basınç her zaman çapın karesiyle orantılı olmaktadır. Balonun çapı ısı geçişi sonunda iki katına çıkmaktadır. Hal değişimi sırasında yapılan işi hesaplayın. *Çözüm:* 936 kJ

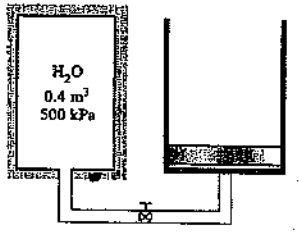


ŞEKİL P3-143

3-143 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 kPa basınçta, 12 kg doymuş soğutucu akışkan-12 buharı bulunmaktadır. Daha sonra silindir içine yerleştirilmiş bir elektrikli ısıtıcı 6 dakika süreyle çalıştırılarak, soğutucu akışkana 250 kJ ısı geçişinin olması sağlanmaktadır. Isıtıcı 110 V'luk bir kaynaktan beslenmektedir. Son haldeki sıcaklık

70 °C olduğuna göre, ısıtıcıdan geçen akımı hesaplayın. Hal değişimini, doyma eğrilerini de göstererek bir *T-v* diyagramında çizin.
Çözüm: 9.57 A

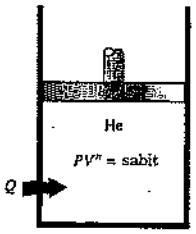
3-144 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 kPa basınçta, 0.2 kg doymuş sıvı-buhar karışımı soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Toplam kütlenin yüzde 75'i sıvı fazındadır. Daha sonra soğutucu akışkana sabit basınçta ısı geçişi olmakta ve silindirdeki tüm sıvı soğutucu akışkan buhara dönüşmektedir. Hal değişimini doyma eğrilerini de göstererek *P-v* diyagramında çizin. Ayrıca, (*a*) soğutucu akışkan-12'nin başlangıçtaki hacmini, (*b*) hal değişimi sırasında yapılan işi, (*c*) toplam ısı geçişini hesaplayın.



ŞEKİL P3-145

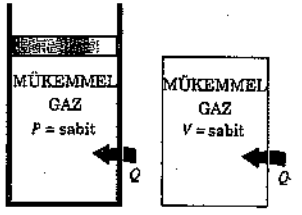
3-145 0.4 m^3 hacmi olan bir kap Şekil P3-145'de görüldüğü gibi boru ve vana aracılığıyla bir piston-silindir düzeneğine bağlanmıştır. Kap, silindir ve bağlantılar yalıtılmıştır. Başlangıçta kapta 500 kPa basınçta doymuş su buharı bulunmakta, piston silindirin tabanına dokunmaktadır. Pistonu hareket ettirmek için 200 kPa basınç gerekmektedir. Daha sonra vana yavaş yavaş açılmakta, kaptaki basınç 200 kPa'e düşene kadar buhar pistonu yukarı itmektedir. Isıl denge sağlandıktan sonra buharın sıcaklığı ne olur?

3-146 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 150 kPa basınç ve 20 °C sıcaklıkta, 0.6 m^3 helyum gazı bulunmaktadır. Helyum daha sonra politropik bir hal değişimiyle (PV^n = sabit), 140 °C sıcaklık ve 400 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Hal değişimi sırasında olan ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm:* −11.2 kJ

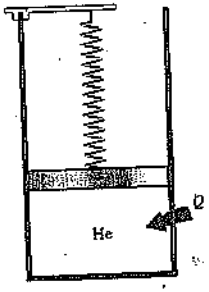


ŞEKİL P3-146

3-147 Sürtünmesiz bir piston-silindir düzeneğinde ve sabit hacimli kapalı bir kapta aynı sıcaklık, basınç ve sıcaklıkta mükemmel bir gaz bulunmaktadır (Şekil P3-147). Her iki sistemin sıcaklığının 15 °C yükseltilmesi istenmektedir. Sabit basınçta hal değişiminden geçen silindirdeki gaza fazladan ne kadar ısı geçişi olması gerektiğini hesaplayın. Gazın moleküler ağırlığının 25 olduğunu kabul edin.

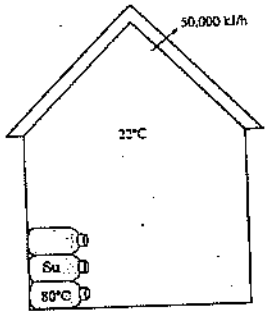


ŞEKİL P3-147



ŞEKİL P3-148

3-148 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 100 kPa basınç ve 25 °C sıcaklığında 0.5 m^3 helyum gazı bulunmaktadır. Bu konumdayken doğrusal bir yay pistona dokunmakta, fakat herhangi bir kuvvet uygulamamaktadır. Daha sonra helyuma ısı geçişi olmakta, hem hacim hem de basınç başlangıçtakinin üç katına çıkmaktadır. (*a*) Hal değişimi sırasında yapılan işi, (*b*) ısı geçişini hesaplayın. Hal değişimini *P-v* diyagramında gösterin. *Çözüm:* (*a*) 200 kJ, (*b*) 801.4 kJ



ŞEKİL P3-149

3-149 Güneş enerjisiyle ısıtılan bir evde, gündüzleri güneş enerjisiyle 80 °C sıcaklığa ısıtılan her biri 20 L hacminde içi su dolu 50 cam kavanoz, geceleri evi ısıtmak için kullanılmaktadır. Evin içi 22 °C sıcaklıkta tutulmak istenmektedir. Evde ayrıca 15 kW gücünde, termostat kontrollü bir elektrikli ısıtma sistemi vardır ve gerektiği zaman devreye girmektedir. (*a*) 10 saat süren bir kış gecesinde ortalama ısı kaybı 50000 kJ/h iken, elektrik ısıtma sistemi kaç saat devreye girecektir? (*b*) Eğer güneş enerjisi kullanılmasaydı bu süre ne kadar olurdu?
Çözüm: (*a*) 4.77 h, (*b*) 9.26 h

3-150 Kışın hava, rüzgârın etkisiyle insana olduğundan daha soğukmuş gibi görünür. Bunun nedeni rüzgâr hızının artmasıyla vücuttan taşınımla ısı geçişinin de artmasıdır. Bu etki *rüzgâr-soğutma faktörü* adı verilen bir parametreyle ifade edilir. *Rüzgâr-soğutma faktörü* gerçek sıcaklıkla, taşınımla aynı ısı geçişini sağlayacak durgun hava sıcaklığı arasındaki farktır. Örneğin 20 °C değerinde bir rüzgâr-soğutma faktörü, rüzgârlı havada 5 °C dış sıcaklığın, durgun havada –15 °C dış sıcaklıkla eşdeğer olduğunu gösterir.

Çünkü her iki durumda da vücuttan olan taşınımla ısı geçişi aynıdır. Isı geçişi hesapları için insan vücudu, taban ve tavanı yalıtılmış, 30 cm çapında ve 170 cm boyunda, yan yüzeyleri 34 °C sıcaklığında bir silindir olarak kabul edilebilir. Durgun havada taşınım katsayısını 15 $W/(m^2 \cdot °C)$ alarak, çevre sıcaklığının 20 °C olması durumunda insan vücudundan çevreye olan taşınımla ısı geçişini hesaplayın. Rüzgâr nedeniyle taşınım katsayısı 50 $W/(m^2 \cdot °C)$ değerine yükselirse ısı geçişi ne kadar olur? Bu durum için rüzgâr-soğutma faktörünün değerini hesaplayın.

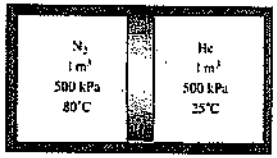
3-151 50 cm uzunluğu ve 0.5 cm çapı olan 800 W gücünde bir elektrikli ısıtıcı direnç elemanının dış yüzey sıcaklığı 120 °C'dir. Eleman başlangıçta sıcaklığı 20 °C olan 40 kg suya daldırılmaktadır. Çevreye olan ısı geçişini ihmal ederek su sıcaklığının 80 °C'a yükselmesi için geçecek zamanı hesaplayın. Ayrıca ısıtma işleminin başlangıcında ve sonunda taşınım katsayılarının değerlerini bulun.

3-152 100 kg kütlesi olan bir adam, her gün besinle aldığı 3000 Kaloriden özveride bulunmadan egzersiz yaparak kilo vermeye çalışmaktadır. Bu amaçla günde birer saat hızlı yüzmekte, yavaş tempoda koşmakta, dans etmekte ve bisiklete binmektedir. Günün geri kalan zamanında ise uyumakta veya dinlenmektedir. 5 kg vermek için kaç gün beklemesi gerekecektir?

3-153 80 °C sıcaklığında bir ton (1000 kg) su, başlangıçta 22 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta bulunan 4 m × 5 m × 6 m boyutlarında iyi yalıtılmış, kapalı bir odaya konulmaktadır. Su ve hava için oda sıcaklığında sabit özgül ısı değerleri kabul ederek, son haldeki denge sıcaklığını hesaplayın. *Çözüm:* 78.6 °C

3-154 4 m × 5 m × 6 m boyutlarında bir oda bir kap içinde bulunan bir ton (1000 kg) suyla ısıtılacaktır. Odadan çevreye ortalama 10000 kJ/h ısı geçişi olmaktadır. Başlangıçta odanın sıcaklığı 20 °C, basıncı 100 kPa olup, odanın 24 saat süreyle bu koşullarda kalması istenmektedir. Odaya getirilen suyun ilk sıcaklığının en az ne kadar olması gerekir? Su ve hava için oda sıcaklığında sabit özgül ısı değerleri kabul edin.

3-155 İyi yalıtılmış bir yatay silindir Şekil P3-155'te görüldüğü gibi bir pistonla iki bölmeye ayrılmıştır. Piston serbestçe hareket edebilmekte, ısı iletmekte, fakat bir bölmeden diğerine gaz sızmasına izin vermemektedir. Başlangıçta bir tarafta 500 kPa basınç ve 80 °C sıcaklıkta 1 m^3 azot, diğer tarafta 500 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta 1 m^3 helyum bulunmaktadır. Azot ve helyum gaz halindedir. Daha sonra azottan helyuma piston aracılığıyla ısı geçişi olmakta ve sistem ısıl dengeye ulaşmaktadır. Oda sıcaklığında sabit özgül ısı değerleri kullanarak son haldeki sıcaklığı bulun. Piston sabit olsaydı sonuç ne olurdu?



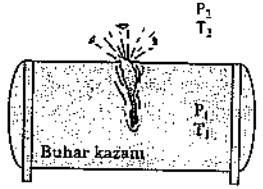
ŞEKİL P3-155

3-156 Yukarıdaki problemi pistonun bakırdan yapıldığını, 5 kg kütlesi olduğunu ve başlangıçta gazların ortalama sıcaklığında bulunduğunu kabul ederek çözün. *Çözüm:* 56 °C

3-157 1800'lü yıllarda ve 1900'lerin başlarında buhar kazanlarının patlamaları sonucu birçok insanın yaşamını yitirmesi, 1915 yılında ASME Kazan ve Basınçlı Kaplar Standardının hazırlanmasına yol açtı. Basınçlı kaptaki akışkanın, patlamadan kısa bir süre sonra çevreyle denge haline geleceği düşünülürse, basınç altındaki akışkanın, adyabatik olarak genişleyerek çevre koşullarına gelmesi sırasında yaptığı iş, basınçlı akışkanın *patlama enerjisi* diye tanımlanabilir. Patlamanın çok kısa bir süre alması ve sonrasında görülen denge hali, patlamanın kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edildiği adyabatik bir hal değişimi olarak ele alınmasını geçerli kılar. Kapalı sistem için enerjinin korunumu denklemi $-W = m(u_2 - u_1)$ şeklini alır. Patlama enerjisi de bu durumda,

$$E_{\text{patlama}} = m(u_1 - u_2)$$

şeklinde yazılabilir. Burada 1 ve 2 halleri akışkanın patlamadan önceki ve sonraki hallerini göstermektedir. Özgül patlama enerjisi, genellikle



ŞEKİL P3-157

birim hacme göre tanımlanmıştır ve yukarıdaki değeri toplam hacim V ile bölerek bulunabilir:

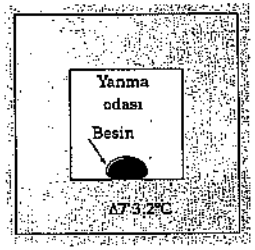
$$e_{\text{patlama}} = \frac{u_1 - u_2}{v_1}$$

Burada v_1 akışkanın patlamadan önceki özgül hacmi olmaktadır. Sabit özgül ısıları olan mükemmel bir gaz için, özgül patlama enerjisinin

$$e_{\text{patlama}} = \frac{P_1}{k-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$$

bağıntısıyla verildiğini gösterin. Ayrıca 5 Mpa basınç ve 100 °C sıcaklıktaki havanın patlama enerjisini, çevre sıcaklığını 20 °C alarak hesaplayın.

3-158 Yukarıda verilen bağıntılardan yararlanarak 10 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıktaki 20 m^3 buharın patlama enerjisini hesaplayın. Patlamadan sonra buharın yoğuşarak 25 °C sıcaklıkta sıvı suya dönüştüğünü kabul edin. Bu patlama enerjisi kaç kg TNT'ye eşdeğerdir? TNT'nin patlama enerjisi yaklaşık 3250 kJ/kg'dır.



ŞEKİL P3-159

3-159 Bir besinin enerji içeriği bomba kalorimetresinde belirlenmektedir. Bu amaçla besinin 2 g'lık bir örneği yanma odasında 100 g havayla yakılmaktadır. Bomba kalorimetresinde yanma odasını çevreleyen 3 kg su bulunmaktadır. Yanma sonunda denge sağlandığında su sıcaklığının 3.2 °C arttığı gözlenmektedir. Besinin enerji miktarını, yanma odasında depolanan ısıl enerjiyi ve karıştırıcı tarafından yapılan işi ihmal ederek hesaplayın. Yanma odasında depolanan ısıl enerjiyi ihmal etmenin yol açtığı hatayı tahmin edebilir misiniz? *Çözüm:* 20083 kJ/kg

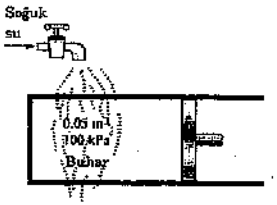
3-160 Kütlesi 68 kg, vücut sıcaklığı 38 °C olan bir adam, serinlemek amacıyla 3 °C sıcaklıktaki 1 L suyu içmektedir. İnsan vücudunun ortalama özgül ısısını 3.6 kJ/(kg · °C) alarak, adamın vücut sıcaklığının, soğuk suyu içtiği zaman ne kadar düşeceğini hesaplayın.

3-161 Bir bardakta bulunan 20 °C sıcaklığında 0.2 L su, buz kullanarak 5 °C sıcaklığa soğutulmak istenmektedir. Gram olarak ne kadar buz kullanılması gerektiğini, buzun (*a*) 0 °C sıcaklıkta, (*b*) −8 °C sıcaklıkta olduğunu kabul ederek hesaplayın. Soğutmanın 0 °C sıcaklıkta suyla yapılması durumunda ne kadar su gerekir? Buzun atmosfer basıncında erime sıcaklığı 0 °C ve erime gizli ısısı 333.7 kJ/kg olup suyun yoğunluğu 1 kg/L'dir.

3-162 20 °C sıcaklığında 1 ton (1000 kg) suyu yalıtılmış bir kapta soğutmak için, içine – 5 °C sıcaklıkta 80 kg buz atılmaktadır. Son halde kap içindeki denge sıcaklığını bulun. Buzun atmosfer basıncında erime sıcaklığı 0 °C ve erime gizli ısısı 333.7 kJ/kg' dır. *Çözüm:* 12.4 °C

3-163 Yalıtılmış bir piston silindir düzeneğinde başlangıçta 100 °C sıcaklıkta ve 0.2 kuruluk derecesinde 0.01 m^3 su bulunmaktadır. Daha sonra silindire bir miktar 0 °C sıcaklıkta buz konmaktadır. Son halde silindirde 100 °C sıcaklıkta ve doymuş sıvı halinde su bulunduğuna göre, silindire konan buz kütlesini hesaplayın. Buzun atmosfer basıncında erime sıcaklığı 0 °C ve erime gizli ısısı 333.7 kJ/kg'dır.

3-164 İlk buhar makineleri, doymuş su buharıyla dolu bir silindirin pistonu üzerine etkiyen atmosfer basıncıyla çalışmaktaydı. Silindir içindeki buhar dışarıdan soğuk suyla soğutulup yoğuşturulunca silindir içinde bir vakum yaratılmakta, pistonun diğer yüzünde atmosfer basıncı olduğundan piston üzerinde bu şekilde net bir kuvvet oluşmaktaydı. Piston kesit alanı 0.1 m^2 olan bu tür bir makine (piston-silindir düzeneği) ele alınsın. Başlangıçta silindirde 100 kPa basınçta, 0.05 m^3 doymuş su buharı bulunmaktadır. Daha sonra silindir üzerinden, Şekil P3-164'te görüldüğü gibi soğuk su akıtılarak buhardan ısı çekilmekte ve yoğuşması sağlanmaktadır. Pistonun başlangıçtaki konumunda sabit kaldığı kabul edilsin. Piston üzerindeki net kuvveti ve silindir içindeki sıcaklık 30 °C'ye düştüğü ana kadar olan ısı geçişini hesaplayın.



ŞEKİL P3-164

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

3-165 Doğrusal oranlama (enterpolasyon) yapan bir bilgisayar programı yazın. Programlanabilir bir hesap makineniz varsa, programı makinenizde saklayın ve gerektiği zaman özelikleri oranlamayla hesaplamak için kullanın.

3-166 Havanın özgül ısısı, $\overline{C}_p$'nin sıcaklığa bağlı değişimini, Tablo A-2*b*'de verilen katsayıları kullanarak, üçüncü dereceden bir polinomla hesaplayan bir bilgisayar programı yazın. Bu programdan elde edilen sonuçları Tablo A-2*c*'de verilen değerlerle karşılaştırın.

3-167 Bir hal değişimi sırasında eşit aralıklı n adet V değerinde ölçülen P değerlerini kullanarak, sınır işini yamuk kuralıyla sayısal olarak hesaplayan bir bilgisayar programı yazın.

3-168 Basıncın hacimle değişimi $P = P(V)$ biçiminde bir fonksiyon olarak verildiği zaman, sınır işini Simpson kuralıyla sayısal olarak hesaplayan bir bilgisayar programı yazın.

3-169 Son 24 saat içinde yediğiniz ve içtiğiniz tüm besinleri kapsayan bir liste hazırlayın. Aldığınız toplam kalori miktarını gerekli olan miktarla karşılaştırın. Aldığınız kaloriler içinde yağların oranını belirleyin. Son 24 saat içindeki beslenme düzeniniz sizce sağlıklı mıdır? Daha sağlıklı bir beslenme için ne yapmak gerekir?

3-170 Kendiniz için, damağınıza, kesenize ve sağlığınıza uygun, haftalık bir beslenme programı hazırlayın. Bu programın kalori çözümlemesini yapın.

3-171 Ulusal laboratuvarlarda (örneğin Ulusal Metroloji Enstitüsü, UME, Gebze) gazların, sıvıların ve katıların özgül ısılarının nasıl belirlendiğini araştırın. Kullanılan deney düzeneklerini ve yöntemlerini açıklayın.

3-172 Yakıt faturalarında yer alan bilgiyi kullanarak, yaşadığınız konutta geçen yılın en soğuk ayında ısı kaybının ne kadar olduğunu yaklaşık olarak belirleyin. Yapacağınız çözümlemede, insanlar, elektrikli cihazlar ve benzeri konut içindeki enerji kaynaklarını da gözönüne alın. Konutunuzun enerji kullanım etkinliğini artırmak için önerilerde bulunun.

3-173 Gazların özgül ısısını, bir elektrikli ısıtıcı kullanarak belirlemek için, ölçme cihazları da içinde olmak üzere bir deney düzeneği tasarlayın. Deneyin nasıl yapılacağını, hangi büyüklüklerin ölçüleceğini ve özgül ısıların nasıl hesaplanacağını raporunuzda belirtin. Deney yönteminizdeki hatalar nelerdir? Bu hatalar nasıl azaltılabilir?

3-174 Sıvıların özgül ısısını, bir elektrikli ısıtıcı kullanarak belirlemek için, ölçme cihazları da içinde olmak üzere bir deney düzeneği tasarlayın. Deneyin nasıl yapılacağını, hangi büyüklüklerin ölçüleceğini ve özgül ısıların nasıl hesaplanacağını raporunuzda belirtin. Deney yönteminizdeki hatalar nelerdir? Bu hatalar nasıl azaltılabilir? Bu sistemi katıların özgül ısılarını da belirleyebilmek için nasıl geliştirebiliriz?

3-175 Bu bölümde sözü edilen, işin mekanik olmayan biçimleri hakkında bilgi toplayarak bir rapor hazırlayın. Her iş biçimini ayrıntılı olarak anlatın, işin nasıl hesaplandığını açıklayın ve birer sayısal örnek verin.

3-176 800 kPa basınçta ve 15 kg/dakika debide sıkıştırılmış hava sağlayan bir kompresör tasarlayın. Bu kompresörü çalıştıracak elektrik motorunun büyüklüğünü belirtin. Kompresör en çok 2000 rpm (devir/dakika) dönme hızıyla çalışacaktır.

3-177 Mikrodalga fırınların nasıl çalıştığı konusunda bir rapor yazın. Yiyecekleri alışılmış fırınlara oranla nasıl daha hızlı pişirebildiklerini açıklayın. Verilen bir iş için hangi tür fırınların daha çok elektrik kullandığını irdeleyin.

Üze Bergez 2007-2008

160

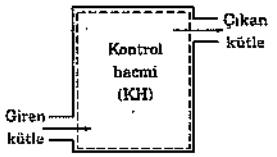
Kadar

Termodinamiğin Birinci Yasası: Kontrol Hacimleri

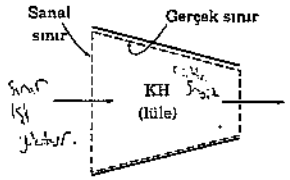
4

3. Bölümde sistemle çevresi arasındaki enerji etkileşimleri ele alındı ve kapalı sistemler için enerjinin korunumu ilkesi incelendi. Bu bölümde çözümleme, sınırlarından kütle geçişi (akış) olan sistemleri, başka bir deyişle *kontrol hacimlerini veya açık sistemleri* kapsayacak biçimde genişletilecektir. Genel bir kontrol hacmi için enerjinin korunumu denklemi, ilk bakışta karmaşık ve uygulaması zor görülebilir. Bu nedenle kontrol hacimlerinin enerji çözümlemesi iki başlık altında ele alınacaktır. İlk olarak içinde sürekli akışın olduğu kontrol hacimleri, *sürekli akışlı açık sistem* modeliyle incelenecektir. Bu model türbin, kompresör, ısı değiştirici gibi birçok mühendislik uygulamasının çözümlenmesine olanak sağlar. Daha sonra, sürekli olmayan akışın gerçekleştiği genel kontrol hacmi incelenecek, özellikle *düzgün akışlı dengeli açık sistem* modeli üzerinde durulacaktır. Bu model, basınçlı kapların doldurulması, boşaltılması gibi mühendislikte sıkça karşılaşılan işlemlerin incelenmesine olanak sağlar.

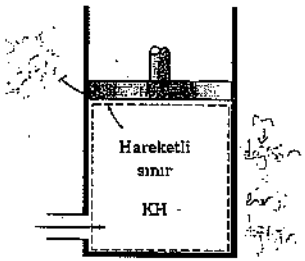
4.1 ■ KONTROL HACİMLERİNİN TERMODİNAMİK ÇÖZÜMLEMESİ



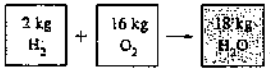
ŞEKİL 4-1
Kontrol hacmine kütle giriş çıkışı olabilir.



ŞEKİL 4-2
Bir kontrol hacminin gerçek ve sanal sınırları.



ŞEKİL 4-3
Bazı kontrol hacimlerinin hareketli sınırları vardır.



ŞEKİL 4-4
Kütle, kimyasal reaksiyonlarda bile korunur.

Çok sayıda mühendislik probleminde sistem sınırlarından kütle giriş ve çıkışı vardır, bu nedenle *kontrol hacmi* tanımına gerek duyulur (Şekil 4-1). Su ısıtıcısı, otomobil radyatörü, türbin, kompresör, içinden kütle akışının olduğu sistemlerdir, bu nedenle kontrol kütlesi (kapalı sistem) olarak değil de kontrol hacmi (açık sistem) olarak ele alınmalıdır. Genelde, *uzayın herhangi bir bölgesi* kontrol hacmi olarak seçilebilir. Kontrol hacminin seçimi konusunda katı kurallar belirlenmemiştir, fakat doğru seçim çözümlemeyi çok daha kolaylaştırır. Örneğin, eğer bir lüledeki hava akışını inceliyorsak, lüle iç yüzeylerinin sınırladığı bölge kontrol hacmi için iyi bir seçim olacaktır.

Kontrol hacminin sınırları *kontrol yüzeyi* diye adlandırılır. Kontrol yüzeyi gerçek veya sanal olabilir. Lüle örneğine bakıldığı zaman (Şekil 4-2) lülenin iç yüzeyi sınırın gerçek bölümünü, giriş ve çıkıştaki yüzeyler ise sınırın sanal bölümünü oluşturmaktadır, çünkü giriş ve çıkışta elle tutulur veya gözle görülür bir yüzey yoktur.

Kontrol hacminin büyüklüğü ve biçimi, lüle örneğindekine benzer olarak sabit olabileceği gibi, Şekil 4-3'te gösterildiği gibi hareketli bir sınır da olabilir. Bununla birlikte, kontrol hacimlerinin büyük çoğunluğu sabit sınırlara sahiptir, bu nedenle sınır işinin gözönüne alınması gerekmez. Kontrol hacminin sınırlarından kütle geçişine ek olarak, kapalı sistemde olduğu gibi ısı ve iş geçebilir.

Kontrol hacmi çözümlemesini kullanarak çok sayıda ve değişik termodinamik problemleri incelenebilir. İlgili denklemleri en genel durum için çıkarmak, daha sonra da özel durumlar için basit bağıntılara indirgemek olasıdır. Fakat birçok öğrenci için bu yaklaşım zor gelmekte ve daha başlangıçta tedirginliğe yol açmaktadır. Bu kitapta kullanılan yöntem, en basit durumdan başlayarak çözümlemeyi adım adım geliştirmeyi, zorlukları birer birer ele almayı öngörmektedir.

Sürekli ve *düzgün (üniform)* terimleri bu bölümde çok sık kullanılmaktadır, bu nedenle iyi anlaşılmalarında yarar vardır. *Sürekli* zamanla bir değişim olmadığını belirtir. Bu terimin zıt anlamlısı *geçici* veya *zamanla değişen* olmaktadır. *Düzgün* terimi ise belirli bir bölge üzerinde, bulunulan yere göre değişim olmadığını belirtir. Bu terimler günlük yaşamda da aynı anlamlarda kullanılmaktadır.

Aşağıda, kontrol hacmi için kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu ilkeleri genel bir çerçevede incelenecektir.

Kütlenin Korunumu İlkesi

Kütlenin korunumu doğanın en temel ilkelerinden biridir. Bu ilkeyi yakından bildiğimiz için anlaşılması zor değildir. Salataya sos hazırlarken, 100 gram yağ ile 25 gram sirke karıştırılırsa kaç gram sos elde edileceğini hesaplamak için mühendis olmak gerekmez. Kimyasal denklemler bile kütlenin korunumu ilkesine göre dengelenir (Şekil 4-4). 16 kg oksijen, 2 kg hidrojenle kimyasal reaksiyona girince, 18 kg su oluşur. Elektroliz işlemi sonunda 18 kg su, 2 kg hidrojen ve 16 kg oksijene dönüşecektir. Kütle de enerji gibi korunum yasalarına uyar; başka bir deyişle, var veya yok edilemez. Bununla birlikte, kütle ve enerjinin

bir diğerine dönüşebileceği Einstein tarafından ortaya atılmış ve ikisi arasındaki ilişki, çok tanınan

$$E = mc^2 \tag{4-1}$$

bağıntısıyla verilmiştir. Burada E enerjiyi, m kütleyi ve c ışık hızını göstermektedir. Bu bağıntı bir sistemin enerjisi değiştiği zaman kütlesinin de değişeceğini ifade etmektedir. Fakat nükleer reaksiyonlar dışında, uygulamada karşılaşılan hemen tüm enerji etkileşimlerinde, kütledeki değişim en duyarlı ölçü cihazlarıyla belirlenemeyecek kadar küçüktür. Örneğin bir kimyasal reaksiyon sonucu oksijen ve hidrojenden 1 kg su oluştuğu zaman, açığa çıkan enerji yaklaşık 16 kJ'dür. Bu da 1.76×10^{-10} kg kütlenin karşılığıdır. Bu kadar küçük bir kütle mühendislik hesaplarında gerekli olan hassasiyetin çok ötesindedir ve ihmal edilebilir.

Kapalı sistemlerde, sistemin kütlesi hal değişimi sırasında tanım gereği sabit kaldığı için, kütlenin korunumu ilkesi üstü kapalı bir biçimde uygulanmaktadır. Öte yandan, kontrol hacmi sınırlarından kütle geçişi olduğu için, kontrol hacmine giren ve çıkan kütlenin hesabını yapmak gerekir (Şekil 4-5). Kontrol hacmi (KH) veya açık sistem için **kütlenin korunumu ilkesi** aşağıda gösterilmiştir:

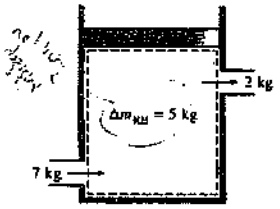
$$\begin{pmatrix}\text{KH'ne}\\ \text{giren toplam}\\ \text{kütle}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{KH'den}\\ \text{çıkan toplam}\\ \text{kütle}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{KH içinde}\\ \text{toplam kütle}\\ \text{değişimi}\end{pmatrix}$$

veya

$$\Sigma m_g - \Sigma m_ç = \Delta m_{KH} \tag{4-2}$$

Burada g, $ç$ ve KH indisleri sırasıyla *gireni*, *çıkanı* ve *kontrol hacmini* göstermektedir. Kütlenin korunumu ilkesi birim zamanda olan geçiş ve değişimleri gözönüne alarak da ifade edilebilir. 4-2 denklemi genel bir kontrol hacmi için kütlenin korunumu ilkesinin sözlü ifadesidir.

Bir banka hesabının bakiyesini, yatırılan ve çekilen miktarları toplayarak veya kısaca "paranın korunumu ilkesini" uygulayarak hesaplayabilen bir kişinin termodinamik sistemlere kütlenin korunumu ilkesini uygulamakta herhangi bir güçlükle karşılaşması beklenemez. Kütlenin korunumu denklemi, akışkanlar mekaniğinde genellikle *süreklilik denklemi* diye adlandırılır.



ŞEKİL 4-5
Kontrol hacmi için kütlenin korunumu ilkesi.

Kütle Debisi ve Hacimsel Debi

Bir kesitten birim zamanda akan kütle miktarına **kütle debisi** denir ve $\dot{m}$ ile gösterilir. Daha önce olduğu gibi simgenin üstündeki nokta 'birim zamanda' anlamında kullanılmaktadır.

Bir sıvı veya gaz, kontrol hacmine boru veya kanallardan geçerek girer. Bir boru veya kanalda akan akışkanın kütle debisi; boru veya kanalın kesit alanı A, akışkanın yoğunluğu ρ ve hızı V ile orantılıdır. Diferansiyel bir kesit alanı dA'dan geçen kütle debisi

$$d\dot{m} = \rho V_n \, dA \tag{4-3}$$

şeklinde yazılabilir. Burada V_n, akışkanın dA'ya dik yöndeki hızıdır.

Bir boru veya kanalın tüm kesitinden geçen kütle debisi integralle bulunabilir:

$$\dot{m} = \int_A \rho V_n \, dA \qquad \text{(kg/s)} \tag{4-4}$$

Birçok uygulamada bir akışkanın boru veya kanal içindeki akışı **bir boyutlu akış** olarak düşünülebilir. Başka bir deyişle, özeliklerin sadece bir yönde (akış yönünde) değiştiği kabul edilebilir. Bunun sonucu olarak akışa dik bir kesit alanında tüm özelikler düzgün dağılıdır ve kesit içinde aynı ortalama değere sahip kabul edilir. Bu değer, *yığın ortalama değer* olarak bilinir. Ancak, özeliğin bir kesitteki değeri zamanla değişebilir.

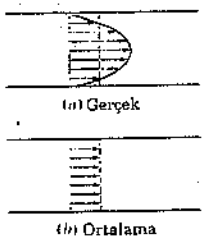
Bir boyutlu akış kabulünün sıcaklık, basınç ve yoğunluk gibi özelikler üzerindeki etkisi çok azdır, çünkü bu özelikler kesit üzerinde pek fazla değişmezler. Fakat *hız* için durum farklıdır. Hız, akışkan tabakaları arasındaki sürtünmeden dolayı, cidarda sıfır, boru ortasında ise en büyük değerini alır. Bir boyutlu akış kabulüne göre hız tüm kesitte aynı eşdeğer ortalama değere sahiptir (Şekil 4-6). Bu durumda 4-4 numaralı denklemdeki integral alınırsa,

$$\dot{m} = \rho V_{ort} A \qquad \text{(kg/s)} \tag{4-5}$$

elde edilir. Burada,

ρ = yoğunluk, kg/m^3 (= $1/v$)
V_{ort} = kesit alanına (A) dik ortalama akışkan hızı, m/s
A = akış yönüne dik kesit alanı, m^2

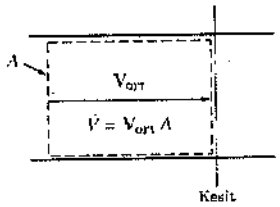
olmaktadır.



ŞEKİL 4-6
Boru içindeki akış için gerçek hız dağılımı ve eşdeğer ortalama (kütle debisi her iki durumda da aynı).

Bir kesitten birim zamanda geçen akışkan hacmine, **hacimsel debi** $\dot{V}$ adı verilir (Şekil 4-7) ve aşağıdaki bağıntıyla tanımlanır:

$$\dot{V} = \int_A V_n \, dA = V_{ort} A \qquad \text{(m}^3\text{/s)} \tag{4-6}$$



ŞEKİL 4-7
Hacimsel debi, kesitten birim zamanda geçen akışkan hacmidir.

Kütle debisiyle hacimsel debi arasındaki ilişki,

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \frac{\dot{V}}{v} \tag{4-7}$$

ile gösterilir. Bu bağıntı, bir akışkanın kütlesiyle hacmi arasındaki ilişkiyi veren $m = V/v$ bağıntısına benzerdir.

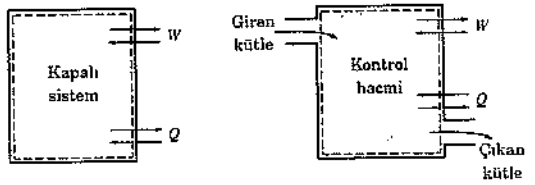
Yazım kolaylığı bakımından, ortalama hızın indisi bundan böyle yazılmayacaktır. Aksi belirtilmediği sürece, V akış yönündeki ortalama hızı, A ise akış yönüne dik kesit alanını belirtecektir.

Enerjinin Korunumu İlkesi

Enerjinin korunumu ilkesini veya termodinamiğin birinci yasasını daha önce kapalı sistemlerle ilgili olarak inceledik. 3. Bölümde gösterildiği gibi, kapalı bir sistemin toplam enerjisi çevresiyle sadece ısı veya iş etkileşimi sonucunda değişebilir. Buna bağlı olarak kapalı bir sistemin hal değişimi sırasındaki toplam enerji değişimi, sistem sınırlarında gerçekleşen net ısı ve iş geçişine eşittir. Bu ilke matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$Q - W = \Delta E$$

Fakat, açık sistemin veya kontrol hacminin enerjisi yukarıda belirtilen yollara ek olarak, *kütle giriş çıkışı* ile de değişebilir (Şekil 4-8). Kontrol



ŞEKİL 4-8
Kontrol hacminin enerjisi ısı ve iş etkileşimleri dışında, kütle akışıyla da değişebilir.

hacmine kütle girdiği zaman, kontrol hacminin enerjisi artar, çünkü giren kütlenin birlikte taşıdığı bir enerjisi vardır. Benzer olarak, kontrol hacminden kütle çıktığı zaman, kontrol hacminin enerjisi azalır, çünkü çıkan kütle kendisiyle birlikte bir miktar enerjiyi de dışarı taşır. Örneğin, bir su ısıtıcısından sıcak su alınıp ısıtıcıdaki su aynı miktarda soğuk su ile tamamlandığında, ısıtıcıdaki suyun enerjisi çevresiyle kütle etkileşimi sonunda azalmış olur.

Genel bir kontrol hacmi için, enerjinin korunumu ilkesi aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir:

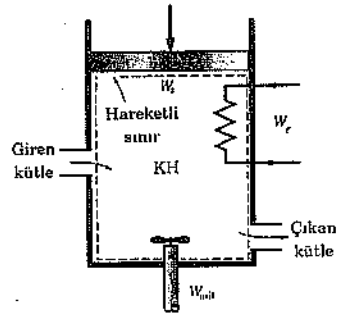
$$\begin{pmatrix}\text{Sınırları ısı ve iş}\\ \text{olarak geçen}\\ \text{toplam enerji}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}\text{KH'ne giren}\\ \text{kütlenin}\\ \text{toplam enerjisi}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{KH'den çıkan}\\ \text{kütlenin}\\ \text{toplam enerjisi}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{KH'nin}\\ \text{net enerji}\\ \text{değişimi}\end{pmatrix}$$

veya

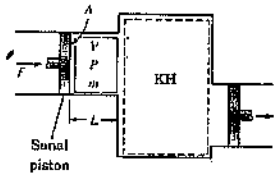
$$Q - W + \Sigma E_g - \Sigma E_ç = \Delta E_{KH} \tag{4-8}$$

Eğer, kontrol hacmine giren veya çıkan kütle yoksa, yukarıdaki denklemde kütle giriş ve çıkışıyla ilgili iki terim silinecek ve denklem kapalı sistem için yazılan bağıntıya dönüşecektir. Bu basit görünüşüne karşın, 4-8 numaralı denklem, içinde *herhangi* bir hal değişiminin gerçekleştiği *herhangi* bir kontrol hacmi için geçerlidir. Bu denklemin terimleri birim zamana göre de yazılabilir.

Kontrol hacmiyle çevresi arasındaki ısı etkileşiminin, kontrol hacmine kütleyle giren veya çıkan enerjiden farklı olduğu belirtilmelidir.



Şekil 4-9
Bir kontrol hacminde elektrik ve mil işine ek olarak, hareketli sınır işi de gerçekleşebilir.



ŞEKİL 4-10
Akış işinin gösterimi.

Ws = F.L

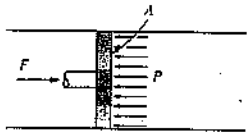
Isı geçişinin kontrol hacmiyle çevresi arasındaki sıcaklık farkından kaynaklandığı vurgulanmalıdır.

Kontrol hacmi de, kapalı bir sistem gibi aynı anda birden çok iş etkileşiminde bulunabilir (Şekil 4-9). Eğer genellikle olduğu gibi kontrol hacminin sınırları hareketsizse, hareketli sınır işi sıfır olacaktır. O zaman iş terimi, basit sıkıştırılabilir sistemler için, mil işi ve elektrik işinden oluşabilir. Daha önce de açıklandığı gibi, kontrol hacmi yalıtılmışsa, ısı geçişi terimi sıfır olur.

Akışkanın kontrol hacmine girmesi veya kontrol hacminden çıkması için yapılması gereken işe *akış işi* veya *akış enerjisi* adı verilir. Bu iş, aşağıda, kütleyle taşınan enerjinin bir bölümü olarak ele alınacaktır.

Akış İşi

Kapalı sistemlerden farklı olarak kontrol hacimlerine kütle giriş ve çıkışı vardır, bu nedenle kütlenin kontrol hacmine girebilmesi veya kontrol hacminden çıkabilmesi için bir iş yapılması gerekir. Bu iş *akış işi* veya *akış enerjisi* diye bilinir ve kontrol hacminde akış olması için gereklidir.



ŞEKİL 4-11
İvme olmadığı zaman pistonun akışkana uyguladığı kuvvet, akışkanın piston üzerinde etkidiği kuvvete eşittir.

Akış işini matematiksel olarak ifade edebilmek amacıyla, Şekil 4-10'da gösterilen ve hacmi V olan bir akışkan parçasını ele alalım. Arkadan gelen akış, bu akışkan parçasını kontrol hacmi sınırlarından içeri zorlayacaktır. Bu bir bakıma akışkan parçasını iten bir piston gibidir. Özelikleri her noktada aynı olan küçük bir akışkan parçası ele alalım.

Akışkan basıncı P ise ve akışkan parçasının kesit alanı A ise (Şekil 4-11), akışkan üzerinde sanal piston tarafından uygulanan kuvvet,

$$F = PA \tag{4-9}$$

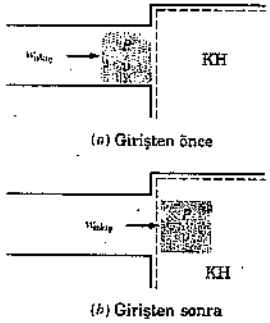
olur. Akışkan parçasının tümünü kontrol hacminden içeri itmek için sanal piston L kadar ilerleyecektir. Böylece akışkan parçasını sınırdan içeri itmek için yapılan iş (akış işi),

$$W_{\text{akış}} = FL = PAL = PV \qquad \text{(kJ)} \tag{4-10}$$

olur. Birim kütle için akış işi, yukarıdaki denklemin her iki tarafını akışkan parçasının kütlesine bölerek hesaplanır:

$$w_{\text{akış}} = Pv \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4-11}$$

Akış işini veren bağıntı akışkan parçasının kontrol hacminden içeri girmesine veya dışarı çıkmasına bağlı olmaksızın aynıdır (Şekil 4-12).



ŞEKİL 4-12
Akış işi, akışkanın kontrol hacmine girişi veya çıkışı sırasında yapılması gerekli iştir ve Pv'ye eşittir.

Dikkat edilirse diğer iş bağıntılarından farklı olarak, akış işi özeliklerle ifade edilmiştir. Daha açık belirtirsek, akışın iki özeliğinin çarpımıdır. Bu nedenle bazıları akış işini, entalpi gibi bir bileşik özelik olarak niteler ve *akış enerjisi, taşınan enerji, aktarım enerjisi* diye tanımlarlar. Bununla birlikte, başkaları da haklı olarak, Pv teriminin sadece akış sırasında anlam kazandığını, kapalı sistemler için bir enerjiyi göstermediğini, bu nedenle de sadece iş olarak gözönüne alınması gerektiğini savunmaktadırlar. Bu tartışmanın sürmesi beklenebilir, fakat her iki savın da enerji denkleminde aynı sonucu verdiği belirtilmelidir. Aşağıdaki bölümlerde, akış enerjisi, akışkanın enerjisinin bir bölümü olarak ele alınacaktır, çünkü bu şekilde kontrol hacimleri için enerji denkleminin çıkarılması daha kolay olmaktadır.

Akışkanın Toplam Enerjisi

Birinci bölümde belirtildiği gibi, basit sıkıştırılabilir maddenin toplam enerjisi üç bölümden oluşmaktadır: iç enerji, kinetik enerji ve potansiyel enerji (Şekil 4-13). Toplam enerji, birim kütle için yazılırsa

$$e = u + \text{ke} + \text{pe} = u + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4-12}$$

biçimini alır. Burada V hızı, z de bir dış referans noktasına göre yükseklği göstermektedir.

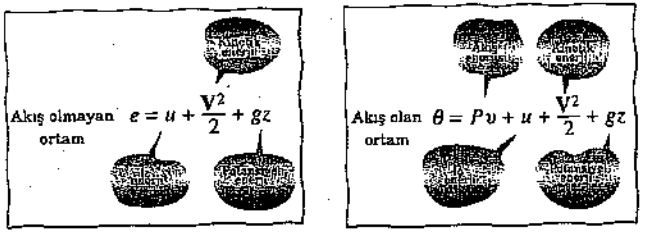
Bir kontrol hacmine giren veya çıkan akışkan, yukarıda belirtildiği gibi fazladan bir enerjiye, *akış enerjisine* (Pv) sahiptir. Bu nedenle, akış olan bir ortamda, akışkanın birim kütlesinin toplam enerjisi (θ)

$$\theta = Pv + e = Pv + (u + \text{ke} + \text{pe})$$

şeklinde ifade edilebilir. Fakat $u + Pv$'nin entalpi, yani h olarak tanımlandığı gözönüne alınırsa,

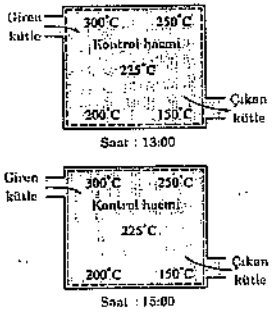
$$\theta = h + \text{ke} + \text{pe} = h + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4-13}$$

olur. Profesör J. Kestin 1966 yılında θ ile tanımlanan büyüklüğe **metalpi** adının verilmesini önermiştir. Metalpi, *metaentalpi* veya *entalpi ötesi* anlamındadır.



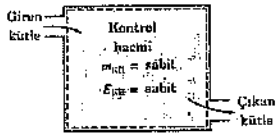
ŞEKİL 4-13
Akışın olmadığı bir ortamda toplam enerji üç terimden, akış olan bir ortamda ise dört terimden oluşur.

Bir akış sırasında, akışkanın enerjisini belirtirken iç enerji yerine entalpinin kullanılması, akış işinin ayrıca hesaplanmasını gereksiz kılmaktadır. Akışkan kütlesinin kontrol hacmine girmesi ve çıkması sırasında yapılan işle ilgili enerji böylece entalpi içinde doğrudan yer almaktadır. Bundan sonra, kontrol hacmine giren veya çıkan akışkanın enerjisi 4-13 numaralı denklemle hesaplanacak, akış işine değinilmeyecektir. Bu nedenle kontrol hacminin enerji denklemlerinde yer alan iş terimi W, sınır işi, mil işi, elektrik işi ve benzeri işleri kapsayacak, ama akış işini içermeyecektir.



ŞEKİL 4-14

Sürekli akışlı açık sistemde özellikler kontrol hacmi içinde değişebilir, fakat zamanla değişmezler.



ŞEKİL 4-15

Sürekli akış koşullarında, kontrol hacminin kütlesi ve enerjisi zaman içinde değişmez.

4-2 ■ SÜREKLİ AKIŞLI AÇIK SİSTEM

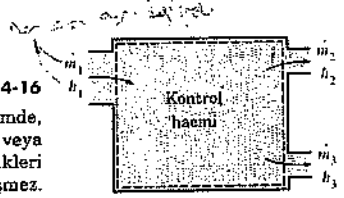
Mühendislikte kullanılan türbin, kompresör, lüle ve benzeri birçok makinenin, çalıştıkları sürelerde giriş, çıkış ve diğer çalışma koşulları değişmez, bu nedenle sürekli akış makineleri diye adlandırılırlar.

Sürekli akış makineleriyle ilgili termodinamik çözümleme, **sürekli akışlı açık sistem** adı verilen gerçeğe yakın bir modelle yapılır.

Sürekli akışlı açık sistemde, *akışkanın kontrol hacminden sürekli bir akışı vardır* (Şekil 4-14). Akışkanın özelikleri, kontrol hacmi içinde bir noktadan diğerine farklılıklar gösterebilir, fakat verilen bir noktada zamanla değişmez. *Sürekli* sözcüğü ile *zamanla değişmeyen* anlamının belirtildiğini vurgulayalım. Sürekli akışlı açık sistemle ilgili olarak aşağıdaki gözlemler yapılabilir:

1 *Kontrol hacmi içinde*, yeğin veya yaygın hiçbir özelik zamanla değişmez. Böylece kontrol hacminin kütlesi (m), hacmi (V) ve toplam enerjisi (E), sürekli akışlı açık sistemde sabittir (Şekil 4-15). Bunun bir sonucu olarak sürekli akışlı açık sistemler için sınır işi sıfırdır, çünkü V_{KH} sabittir. Ayrıca, kontrol hacmine giren toplam kütle ve enerji, kontrol hacminden çıkan toplam kütle ve enerjiye eşit olmak zorundadır, çünkü m_{KH} ve E_{KH} sabittir. Bu gözlemler çözümlemeyi basitleştirir.

2 Kontrol hacminin *sınırlarındaki* hiçbir özelik zamanla değişmez. Bu nedenle giren ve çıkan akışkanların özelikleri zamana göre sabittir. Fakat bu, tüm giriş ve çıkışlarda akışkan özeliklerinin aynı olduğu anlamına gelmez. Hatta, akışkan özelikleri giriş veya çıkış kesiti boyunca değişebilir. Fakat hızı ve yüksekliği de kapsamak üzere, kontrol hacminin herhangi bir noktasında tüm özelikler zamana göre sabittir. Bu nedenle sürekli akışlı açık sistemin herhangi bir giriş veya çıkış kesitindeki kütle debisi de sabittir (Şekil 4-16). Yapılan bir başka kabul de, bir giriş veya çıkış kesiti boyunca özeliklerin değişmemesidir. Böylece giriş veya çıkış kesitlerindeki akışkan özelikleri, kesit boyunca sabit ortalama değerlerle belirtilebilir. Bu kabul, çözümlemeyi büyük ölçüde kolaylaştırır.



ŞEKİL 4-16

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmine giren veya çıkan akışkanın özellikleri zamanla değişmez.

3 Sürekli akışlı açık sistemin çevresiyle *ısı* ve *iş* etkileşimleri zamanla değişmez. Bu nedenle sistemin çevresiyle birim zamanda yaptığı ısı alışverişi veya birim zamanda yaptığı iş sabittir.

Pistonlu motorlar ve kompresörler gibi çevrim gerçekleştirerek çalışan bazı makineler yukarıda belirtilen koşulları sağlamazlar, çünkü giriş ve çıkışlarındaki akış sürekli değildir. Fakat akış özelikleri düzenli aralıklarla tekrarlandığından, özelikler ve sınırlardaki ısı geçişi için zaman üzerinde ortalama değerler alınabilir. Böylece bu makineleri sürekli akışlı sistemler olarak incelemek mümkün olur.

Sürekli akış koşulları, sürekli çalışma için tasarlanmış türbin, pompa, kazan, yoğuşturucu, ısı değiştiricisi gibi sistemlerde yakından sağlanır. Bu nedenle aşağıda geliştirilecek olan bağıntılar bu sistemlere, sistem çalışmaya başladıktan hemen sonraki geçici rejim koşulları tamamlanıp sistem sürekli çalışma düzenine girdikten sonra uygulanabilir.

ŞEKİL 4-17

Sürekli akışlı açık sistemde kontrol hacmine giren kütle, kontrol hacminden çıkan kütleye eşittir.

Kütlenin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanla değişmez (m_{KH} = sabit). Bu durumda, kütlenin korunumu ilkesi uyarınca kontrol hacmine giren toplam kütlenin, kontrol hacminden çıkan toplam kütleye eşit olması gerekir (Şekil 4-17). Örnek olarak, bahçe hortumuna takılan bir fıskiyeyi alırsak, fıskiyeye giren su kütlesinin fıskiyeden çıkan su kütlesine eşit olması gerekir.

Sürekli akışlı açık sistemleri çözümlerken, bir zaman süresince sisteme giren veya çıkan kütleden çok, birim zamanda akan kütle veya *kütle debisi* $\dot{m}$ önem kazanır. Birçok girişi ve çıkışı olan genel bir sürekli akışlı açık sistem için, **kütlenin korunumu ilkesi** aşağıdaki gibidir:

$$\begin{pmatrix}\text{Birim zamanda}\\ \text{KH'ne giren}\\ \text{toplam kütle}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Birim zamanda}\\ \text{KH'den çıkan}\\ \text{toplam kütle}\end{pmatrix}$$

veya
$$\Sigma \dot{m}_g = \Sigma \dot{m}_ç \qquad \text{(kg/s)} \qquad (4\text{-}14)$$

Burada g indisi *girişi*, $ç$ indisi de *çıkışı* göstermektedir. Lüle, türbin, kompresör, pompa gibi mühendislik uygulamalarının birçoğunda, sadece bir akış, bu nedenle de bir giriş ve bir çıkış söz konusudur. Bu durumlar için, giriş hali 1 indisiyle, çıkış hali de 2 indisiyle gösterilebilir. Ayrıca toplam işareti de bırakılırsa, 4-14 numaralı denklem tek akışlı sistemler için,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \qquad \text{(kg/s)} \qquad (4\text{-}15)$$

veya
$$\rho_1 \mathrm{V}_1 A_1 = \rho_2 \mathrm{V}_2 A_2 \qquad (4\text{-}16)$$

veya
$$\frac{1}{\upsilon_1}\mathrm{V}_1 A_1 = \frac{1}{\upsilon_2}\mathrm{V}_2 A_2 \qquad (4\text{-}17)$$

olur. Burada ρ = yoğunluk, kg/m^3

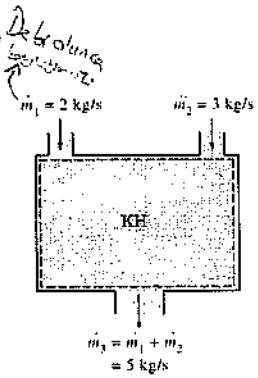
υ = özgül hacim, m^3/kg $(= 1/\rho)$

V = akış yönünde ortalama akış hızı, m/s

A = akış yönüne dik kesit alanı, m^2

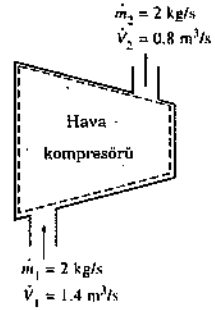
olmaktadır.

Hacmin korunumunun söz konusu olmadığı vurgulanmalıdır. Bu nedenle, sürekli akışlı açık bir sistemde giren ve çıkan akışların hacimsel debileri ($\dot{V} = \mathrm{VA}$, m^3/s) farklı olabilir. Kompresörden geçen kütle



ŞEKİL 4-18

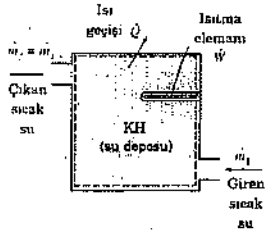
İki giriş bir çıkışlı bir sürekli akışlı açık sistem için kütlenin korunumu ilkesi.



ŞEKİL 4-19

Sürekli akışlı bir açık sistemde giren ve çıkan hacimsel debilerin eşit olması gerekmez.

debisi sabit olmasına rağmen, hacimsel debi, kompresörün çıkışında giriştekine oranla çok daha küçük olacaktır (Şekil 4-19). Bunun nedeni kompresör çıkışında havanın yoğunluğunun daha büyük olmasındandır. Sıvı akışında hacimsel debi de kütle debisi gibi sabittir, çünkü sıvılar sıkıştırılamayan (yoğunluğu değişmeyen) maddelerdir. Bahçe hortumunun fıskiyesinden akan su örnek olarak gösterilebilir.



ŞEKİL 4-20
Sürekli akışlı bir su ısıtıcısı.

ŞEKİL 4-21
$\dot{m}_i\theta_i$ terimi, kontrol hacmine birim zamanda kütleyle aktarılan enerjiyi gösterir.

Enerjinin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacminin toplam enerjisinin sabit olduğu daha önce belirtilmişti (E_{KH} = sabit). Bu, kontrol hacminin toplam enerjisinde değişim olmadığı anlamına gelir ($\Delta E_{KH} = 0$). Böylece sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması zorunludur.

Örnek olarak Şekil 4-20'de gösterilen ve sürekli akışın olduğu elektrikli su ısıtıcısı alınsın. Isıtıcıya bir taraftan $\dot{m}$ kütle debisiyle soğuk su girerken, diğer taraftan aynı kütle debisiyle sıcak su dışarı çıkmaktadır. Su ısıtıcısından (kontrol hacmi) çevre havaya birim zamanda $\dot{Q}$ miktarında ısı geçmekte ve ısıtıcı eleman su üzerinde birim zamanda $\dot{W}$ miktarında elektrik işi yapmaktadır. Enerjinin korunumu ilkesine dayanarak şu sonuç yazılabilir: *Elektrikli ısıtıcıdan akışı sırasında suyun toplam enerjisi, suya verilen elektrik enerjisinden, çevreye olan enerji kayıpları çıkarıldığında elde edilecek miktar kadar artacaktır.*

Bu düşünceden yola çıkarak, genel bir sürekli akışlı açık sistem için, termodinamiğin birinci yasası veya **enerjinin korunumu ilkesi**, sözle ve matematiksel olarak aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir:

$$\begin{pmatrix}\text{Birim zamanda}\\ \text{ısı veya iş olarak}\\ \text{sınırları geçen}\\ \text{toplam enerji}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Birim zamanda}\\ \text{kütle ile birlikte}\\ \text{KH'den çıkan}\\ \text{toplam enerji}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Birim zamanda}\\ \text{kütle ile birlikte}\\ \text{KH'ye giren}\\ \text{toplam enerji}\end{pmatrix}$$

veya
$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_ç\,\theta_ç - \sum \dot{m}_g\,\theta_g \qquad (4\text{-}18)$$

Burada, θ akış işi de içinde olmak üzere akışkanın birim kütlesinin toplam enerjisidir (Şekil 4-21). $\theta = h + ke + pe$ olduğu gözönüne alınırsa, enerjinin korunumu ilkesi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \underbrace{\sum \dot{m}_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + g\,z_ç\right)}_{\text{her çıkış için}} - \underbrace{\sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g\,z_g\right)}_{\text{her giriş için}} \quad \text{(kW)} \qquad (4\text{-}19)$$

şeklini alır. 4-19 numaralı denklem sürekli akışlı açık sistemler için birinci yasanın genel ifadesidir. Sürekli akışlı açık sistemler için termodinamiğin birinci yasası, ilk olarak 1859 yılında Gustav Zeuner tarafından yazılan bir Almanca termodinamik kitabında yer almıştır.

Bir girişli ve bir çıkışlı (tek akışlı) açık sistemler için girişler ve çıkışlar üzerinde yapılan toplama işlemi atılabilir. Giriş ve çıkış halleri sırasıyla 1 ve 2 indisleriyle gösterilir, kütle debisinin değişmediği gözönüne alınırsa ($\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$), *bir girişli ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem* için enerjinin korunumu denklemi

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right] \quad \text{(kW)} \qquad (4\text{-}20)$$

veya
$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\,(\Delta h + \Delta ke + \Delta pe) \quad \text{(kW)} \qquad (4\text{-}21)$$

şeklinde yazılır. Bu denklemler kütle debisi $\dot{m}$ ile bölünürse, birinci yasa birim kütle için ifade edilmiş olur:

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (4\text{-}22)$$

veya
$$q - w = \Delta h + \Delta ke + \Delta pe \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (4\text{-}23)$$

Burada,
$$q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \quad \text{(birim kütle için ısı geçişi, kJ/kg)} \qquad (4\text{-}24)$$

ve
$$w = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} \quad \text{(birim kütle için iş, kJ/kg)} \qquad (4\text{-}25)$$

olmaktadır. Akışkan kontrol hacminden geçerken, kinetik ve potansiyel enerjilerinde çok az bir değişim olursa, başka bir deyişle $\Delta ke \equiv 0$ ve $\Delta pe \equiv 0$ kabul edilirse, yukarıda verilen denklem daha sade yazılabilir:

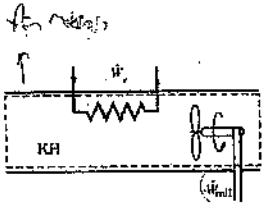
$$q - w = \Delta h \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (4\text{-}26)$$

Bu bağıntı, kontrol hacmi için birinci yasanın en basit biçimi olup, kapalı sistemler için birinci yasanın yazılışına benzemektedir, fakat burada Δu 'nun yerini Δh almıştır.

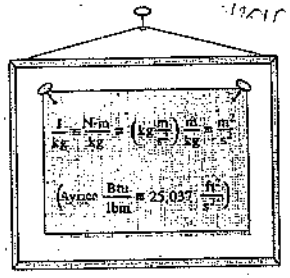
Yukarıdaki denklemlerde yer alan terimlerle ilgili bazı açıklamalar yapılabilir:

$\dot{Q}$ = kontrol hacmi ile çevresi arasında birim zamanda olan ısı geçişi. Kontrol hacminden çevreye ısı geçişi olması durumunda $\dot{Q}$ eksidir. Kontrol hacmi yalıtılmışsa, başka bir deyişle adyabatikse, $\dot{Q} = 0$ olur.

$\dot{W}$ = güç. Sürekli akışlı sistemler için kontrol hacminin sınırları sabittir, bu nedenle sınır işi yoktur. Kütlenin kontrol hacmine girişi ve kontrol hacminden çıkışı sırasında gereken iş de entalpi terimi içinde gözönüne alınmıştır. Bu nedenle $\dot{W}$, birim zamanda yapılan diğer iş biçimlerini kapsar (Şekil 4-22). Türbin, kompresör, pompa gibi sürekli akışlı makineler, gücü bir mil aracılığıyla iletirler. Bu makineler için $\dot{W}$, birim zamanda yapılan mil işidir. Elektrikli su ısıtıcısında olduğu gibi, eğer kontrol yüzeyini elektrik kabloları geçiyorsa, $\dot{W}$, birim zamanda yapılan elektrik işini gösterir.



ŞEKİL 4-22
Sürekli akışın olduğu basit sıkıştırılabilir bir açık sistemde sadece mil işi ve elektrik işi gerçekleşebilir



ŞEKİL 4-23
m^2/s^2 ve J/kg birimleri eşdeğerdir.

$\Delta h = h_{çıkış} - h_{giriş}$. Bir akışkanın entalpi değişimi, giriş ve çıkış halleri için entalpi değerlerini özelik tablolarından okuyarak kolayca bulunabilir. Mükemmel gazlar için, entalpi değişimi yaklaşık olarak $\Delta h = C_{p,ort}\ (T_2 - T_1)$ bağıntısıyla hesaplanabilir. (kg/s)(kJ/kg) = kW olduğu not edilmelidir.

$\Delta ke = (V_2^2 - V_1^2)/2$. Kinetik enerjinin birimi m^2/s^2 'dir. Bu J/kg'a eşdeğerdir (Şekil 4-23). Entalpi genellikle kJ/kg olarak verilir. Kinetik enerjiyle entalpiyi toplayabilmek için, kinetik enerjinin de kJ/kg olarak ifade edilmesi gerekir. Bu işlem J/kg olarak bulunan değeri 1000'e bölerek kolayca yapılır.

45 m/s'lik bir hız yaklaşık 1 kJ/kg özgül kinetik enerjiye eşdeğerdir. Bu değer uygulamada karşılaşılan entalpi değerlerine oranla çok küçük bir değerdir. Bu nedenle, düşük hızlardaki kinetik enerji terimleri rahatlıkla gözardı edilebilir. Eğer akışkan, sürekli akışlı sistemden yaklaşık aynı hızla geçiyorsa, başka bir deyişle $V_1 \cong V_2$ ise, hız ne olursa olsun, kinetik enerji değişimi sıfıra yakın olacaktır. Bununla birlikte, yüksek hızlarda dikkatli olmak gereklidir, çünkü hızda küçük bir değişim kinetik enerjide önemli ölçüde değişikliğe yol açabilir (Şekil 4-24).

V_1, m/s	V_2, m/s	Δke, kJ/kg
0	40	1
50	67	1
100	110	1
200	205	1
500	502	1

ŞEKİL 4-24
Yüksek hızlarda, akışkan hızındaki küçük bir değişim kinetik enerjide önemli değişikliklere yol açabilir.

$\Delta pe = g(z_2 - z_1)$. Benzer bir irdelemeyi potansiyel enerji terimi için yapabiliriz. 1 kJ/kg değerinde bir potansiyel enerji değişimi 102 m yükseklik farkına eşdeğerdir. Endüstride kullanılan türbin ve kompresör gibi makinelerin giriş ve çıkışları arasındaki yükseklik farkı bu değerin çok altındadır, bu nedenle bu sistemler için potansiyel enerji terimi rahatlıkla gözardı edilebilir. Potansiyel enerji teriminin önem kazanacağı tek uygulama, bir akışkanın çok yükseklere pompalanmasıdır. Bu tür işlemlerde genellikle ısı geçişi pek yoktur.

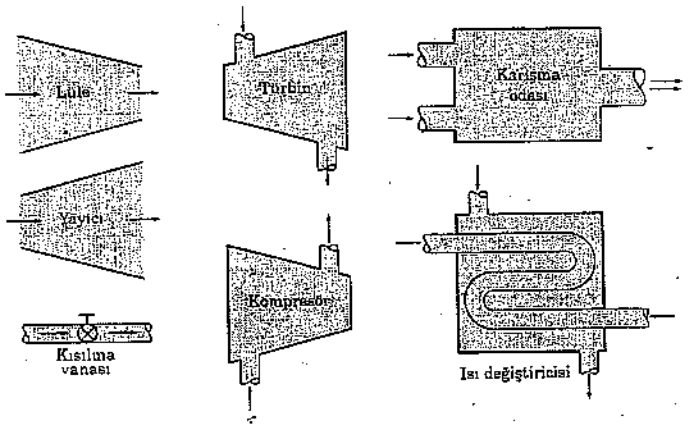
4-3 ■ BAZI SÜREKLİ AKIŞLI AÇIK SİSTEMLER

Mühendislik sistemlerinin birçoğu, aynı giriş ve çıkış koşullarında uzun süreler çalışırlar. Örneğin bir güç santralinin türbin, kompresör, ısı değiştiricisi, pompa gibi elemanları, sistem bakıma alınmadan önce aylarca çalışabilir (Şekil 4-25). Bu nedenle, bu sistemleri rahatlıkla sürekli akışlı açık sistemler olarak çözümleyebiliriz.

Bu bölümde, bazı bilinen ve çok kullanılan sürekli akışlı açık sistemler ele alınacak ve bu sistemlerdeki akışın termodinamikle ilgili yönleri incelenecektir. Kütle ve enerji korunumu ilkelerinin bu sistemlere nasıl uygulandığı, örneklerle gösterilecektir.

1 Lüleler ve Yayıcılar

Lüleler ve yayıcılar (difüzörler) jet motorlarında, roketlerde, uzay araçlarında ve hatta bahçe hortumlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. **Lüleler**, *akışın hızını artırmak* amacına yönelik mekanik sistemlerdir. Akışkanın hız artışı, basıncını düşürerek sağlanır. **Yayıcılar** ise *akışın basıncını artırmak* amacına yönelik olup, akışkanın basıncını artırırken hızını azaltır. Başka bir deyişle, lüleler ve yayıcılar birbirine zıt işlevleri yerine getirirler. Bir lülenin kesit alanı sesaltı hızlar için akış



ŞEKİL 4-25
Sürekli akışlı makineler aynı koşullarda uzun süre çalışırlar.

yönünde küçülür, sesüstü hızlar için akış yönünde büyür. Yayıcılar için bunun tersi söz konusudur. Akışkanın sesüstü hızlarda neden farklı davrandığı 16. Bölümde açıklanacaktır. Lüle ve yayıcının genel çizimleri Şekil 4-26'da görülmektedir.

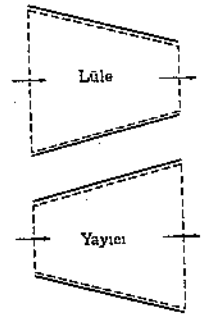
Lüle ve yayıcıların enerji korunum denklemlerinde yer alan terimlerin karşılaştırması ve irdelemesi aşağıda verilmiştir:

$\dot{Q} \cong 0$. Bir lüle veya yayıcıdan geçen akışkanın çevresiyle olan ısı alışverişi bu elemanlar yalıtılmamış olsa bile çok azdır. Bunun başlıca nedeni akışkanın yüksek hıza sahip olması ve akışkanla çevre ortam arasında ısı geçişinin gerçekleşmesi için yeterli zamanın olmayışıdır. Bu nedenle ısı geçişiyle ilgili sayısal bilgi verilmemişse, lülelerde ve yayıcılarda akış adyabatik kabul edilebilir.

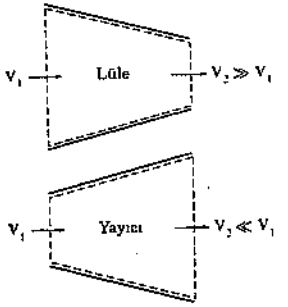
$\dot{W} = 0$. Lülelerde ve yayıcılarda iş terimi sıfırdır, çünkü temelde bu elemanlar uygun bir şekil verilmiş boş kanallardır, içlerinde mekanik iş veya elektrik iş yapılabilmesi için bir düzenleme yoktur.

$\Delta ke \neq 0$. Lülelerde ve yayıcılarda çok yüksek hızlar söz konusudur. Akışkan lüle veya yayıcıdan geçerken hızı önemli ölçüde değişir (Şekil 4-27). Bu nedenle, akışın termodinamik çözümlemesi yapılırken kinetik enerji terimleri hesaba katılmalıdır.

$\Delta pe \cong 0$. Akışkan lüle veya yayıcıdan geçerken yükseklik değişimi ya çok az ya da sıfırdır. Bu nedenle potansiyel enerji terimi ihmal edilebilir.



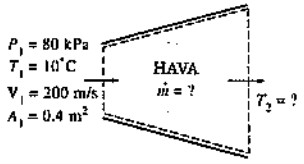
ŞEKİL 4-26
Sesaltı akışlar için lüle ve yayıcının genel çizimi.



ŞEKİL 4-27
Lüle ve yayıcılar akışkan hızında ve kinetik enerjisinde büyük değişimler gerçekleştirmek üzere tasarlanırlar.

ÖRNEK 4-1

10 °C sıcaklık ve 80 kPa basınçtaki hava, bir jet motorunun yayıcısına 200 m/s hızla girmektedir. Yayıcının giriş kesitinin alanı 0.4 m^2 'dir. Yayıcının çıkışındaki hız giriş hızına göre çok küçüktür. Yayıcıda sürekli akış olduğunu gözönüne alarak, (a) havanın kütle debisini, (b) yayıcıdan çıkan havanın sıcaklığını hesaplayın.



ŞEKİL 4-28
Örnek 4.1 için genel çizimi.

Çözüm Yayıcının iç yüzeylerinin kapsadığı bölge sistem olarak seçilmiş olup, sınırlar Şekil 4-28'de gösterilmiştir. Sınırlarda kütle geçişi olduğu için ele alınan sistem *kontrol hacmi* veya *açık sistemdir*. Kontrol hacmi içinde zamanla bir değişim gözlenmediğine göre *sürekli akışlı açık sistem* söz konusudur. Verilen koşullarda hava *mükemmel gaz* kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerlerine göre sıcaklığı yüksek ve basıncı düşüktür (havanın ana bileşeni azot için, T_{cr} = −147 °C ve P_{cr} = 2290 kPa).

(*a*) Kütle debisini hesaplamak için önce havanın yoğunluğunun belirlenmesi gerekir. Bu değer, giriş koşullarını gözönüne alarak, mükemmel gaz hal denklemiyle hesaplanır:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{\left[0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})\right](283\ \text{K})}{80\ \text{kPa}} = 1.015\ \text{m}^3/\text{kg}$$

4-5 numaralı denklemden:

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{1.015\ \text{m}^3/\text{kg}}(200\ \text{m/s})(0.4\ \text{m}^2) = 78.8\ \text{kg/s}$$

bulunur. Akış sürekli olduğundan yayıcı ekseni boyunca kütle debisi bu değerde olacaktır.

(*b*) Yayıcıda mil işi veya elektrik işi yoktur, bu nedenle $w = 0$ olur. Isı geçişi ihmal edilebilir: $q \cong 0$. Girişle çıkış arasında yükseklik farkı olmadığından veya çok az olduğundan, $\Delta pe \cong 0$ alınır. Bu durumda birim kütle için enerjinin korunumu ilkesi, bir giriş ve bir çıkış olduğu da gözönüne alınırsa,

$$\overset{0}{q} - \overset{0}{w} = \Delta h + \Delta ke + \overset{0}{\Delta pe}$$

$$0 = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

şeklinde yazılır. Bir yayıcıda akışın çıkış hızı giriş hızına oranla çok küçüktür ($V_2 \ll V_1$), bu nedenle çıkıştaki kinetik enerji ihmal edilebilir. Yayıcı girişindeki havanın entalpisi hava tablosundan (Tablo A-17) okunur:

$$h_1 = h_{@283\,\text{K}} = 283.14\ \text{kJ/kg}$$

Sayısal değerler enerji denkleminde yerine konursa,

$$h_2 = 283.14\ \text{kJ/kg} - \frac{0 - (200\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 303.14\ \text{kJ/kg}$$

bulunur. Tablo A-17'den bu entalpi değerine karşı gelen sıcaklığın,

$$T_2 = 303.1\ \text{K}$$

olduğu görülür. Bu değer, havanın yayıcıda yavaşlarken sıcaklığının yaklaşık 20 °C yükseldiğini göstermektedir. Hava sıcaklığındaki artış, büyük ölçüde kinetik enerjinin iç enerjiye dönüşmesi sonucu gerçekleşmiştir.

ÖRNEK 4-2

Su buharı, giriş kesit alanı 0.02 m² olan bir lüleye 1.8 Mpa basınç ve 400 °C sıcaklıkta girmektedir. Su buharının kütle debisi 4.5 kg/s olup, lüleden 1.4 Mpa basınçta ve 275 m/s hızla çıkmaktadır. Lülede buharın birim kütlesinden çevreye olan ısı geçişi 2.6 kJ/kg'dır. Su buharının, (*a*) lüleye giriş hızını, (*b*) lüleden çıkıştaki sıcaklığını hesaplayın.

Çözüm Bu kez lülenin içindeki bölgeyi sistem olarak seçelim, sistem sınırları Şekil 4-29'da kesik çizgilerle gösterilmiştir. Sınırlardan kütle geçişi olduğu için ele alınan sistem *kontrol hacmi* veya *açık sistem*dir. Kontrol hacmi içinde zamana göre bir değişiklik gözlenmediğine göre *sürekli akışlı açık sistem* söz konusudur.

(*a*) Giriş hızı 4-5 numaralı denklemden hesaplanabilir. Fakat öncelikle lülenin girişinde su buharının özgül hacminin belirlenmesi gerekir:

$$\left.\begin{matrix} P_1 = 1.8\ \text{MPa} \\ T_1 = 400\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} v_1 = 0.16847\ \text{m}^3/\text{kg} \\ h_1 = 3250.9\ \text{kJ/kg} \end{matrix} \qquad \text{(Tablo A-6)}$$

4-5 numaralı denklemden

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} V_1 A_1$$

$$4.5\ \text{kg/s} = \frac{1}{0.16847}(V_1)(0.02\ \text{m}^2)$$

$$V_1 = 37.9\ \text{m/s}$$

bulunur.

(*b*) Lülede mil işi veya elektrik işinin yapılması söz konusu değildir ($w = 0$). Ayrıca, giriş ve çıkış arasındaki yükseklik farkı çok azdır ($\Delta pe \cong 0$). Bu durumda bir girişli bir çıkışlı, sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu bağıntısı (4-23 numaralı denklem) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$q - \overset{0}{w} = \Delta h + \overset{0}{\Delta ke} + \overset{0}{\Delta pe}$$

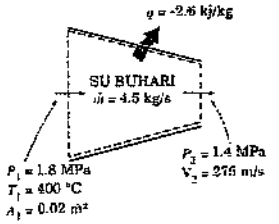
$$q = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

Böylece,

$$-2.6 = h_2 - 3250.9 + \frac{(275\ \text{m/s})^2 - (37.9\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

ve

$$h_2 = 3211.2\ \text{kJ/kg}$$



ŞEKİL 4-29
Örnek 4.2'nin genel çizimi.

olur. P_2 ve h_2 bilindiği için, çıkış hali belirlidir. Sıcaklık, Tablo A6'dan bulunur:

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= 1.4 \text{ MPa} \\ h_2 &= 3211.2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}\right\} \quad T_2 = 378.5\,^\circ\text{C}$$

Görüldüğü gibi su buharının sıcaklığı, lülede akışı sırasında 21.5 °C azalmaktadır. Bu azalma daha çok iç enerjinin kinetik enerjiye dönüşmesinden kaynaklanmaktadır. Isı geçişinin bu örnekte önemli bir etkisi yoktur.

2 Türbinler ve Kompresörler

Buhar, gaz veya hidroelektrik güç santrallerinde, elektrik jeneratörünü döndüren makine türbindir. Akışkan türbinden geçerken mil üzerine yerleştirilmiş kanatçıklara karşı iş yapar. Bunun sonucu olarak mil döner ve türbin işi gerçekleşir. Türbinde yapılan iş artıdır, çünkü akışkan tarafından yapılmaktadır.

Kompresörler, pompalar ve fanlar, akışkanın basıncını yükseltme işlevini gerçekleştirir. Bu makinelere, dönen bir mil aracılığıyla dışarıdan güç aktarılır. Bu bakımdan kompresörlerde iş terimi eksidir, çünkü akışkan üzerinde iş yapılmaktadır. Kompresör, pompa ve fanlar benzer işlevleri yüklenseler de değişik amaçlara yöneliktirler. *Fanlar*, genelde gaz akışını sağlamak amacıyla kullanılır, gazın basıncı sürtünme kuvvetlerini yenecek ölçüde artırılır. *Kompresörler* gazları yüksek basınçlara sıkıştırmak amacına yöneliktir. *Pompalar*, sıvıları sıkıştırmak ve sıvı akışını sağlamak için kullanılırlar.

Türbinler ve kompresörler için, enerji denkleminde yer alan terimlerin açıklamaları ve irdelemeleri aşağıda verilmiştir:

$\dot{Q} \cong 0$. Bu makinelerde ısı transferi, eğer bazı kompresörlerde olduğu gibi istenerek soğutma yapılmıyorsa, mil işine göre küçüktür. Çözümlemede ısı geçişi için deneysel çalışmalara dayanan yaklaşık bir değer kullanılabilir veya istenerek yapılan bir soğutma yoksa ısı geçişi gözardı edilebilir.

$\dot{W} \neq 0$. Bu makinelerin tümünde sınırları geçen dönen mil vardır, bu nedenle iş terimi önemlidir. Türbinler için $\dot{W}$, üretilen gücü gösterir, pompa, fan ve kompresörler için ise $\dot{W}$, sisteme dışarıdan sağlanan gücü belirtir.

$\Delta pe \cong 0$. Türbin, kompresör, pompa veya fandan geçen akışkanın potansiyel enerji değişimi genellikle çok küçüktür ve rahatlıkla gözardı edilebilir.

$\Delta ke \cong 0$. Türbin dışında bu makinelerde akışkanın hızı çok düşük olduğundan, kinetik enerjide önemli değişikliklerin olması beklenmez. Türbinlerde ise akışın hızı oldukça yüksektir ve akışkanın kinetik enerjisinde büyük değişiklikler olabilir. Ancak entalpi değişimleriyle karşılaştırıldığı zaman, bu değişiklikler gene de çok küçüktür ve gözardı edilebilir.

ÖRNEK 4-3

100 kPa basınç ve 280 K sıcaklıkta hava, sürekli akışlı açık bir sistemde 600 kPa basınç ve 400 K sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Havanın debisi 0.02 kg/s'dir ve sıkıştırma işlemi sırasında çevreye 16 kJ/kg ısı geçişi olmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal ederek, kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın.

Çözüm Kompresörün içindeki bölgeyi sistem olarak seçelim, sistem sınırları Şekil 4-30'da kesik çizgilerle gösterilmiştir. Sistemin sınırlarından kütle geçişi olmaktadır, bu nedenle *kontrol hacmidir*. Kontrol hacmi içinde zamana göre bir değişim gözlenmediği için *sürekli akışlı açık sistem* çözümlemesi yapılacaktır. Verilen koşullarda hava mükemmel gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığı zaman sıcaklığı yüksek, basıncı düşüktür (havanın ana bileşeni azot için $T_{cr} = -147\,^\circ\text{C}$, $P_{cr} = 3390$ kPa). Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilecektir ($\Delta ke \cong 0$, $\Delta pe \cong 0$). Bu durumda bir giriş ve bir çıkışlı, sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi (denklem 4-23) aşağıdaki gibi sadeleştirilebilir:

$$\begin{aligned} q - w &= \Delta h + \overset{0}{\Delta ke} + \overset{0}{\Delta pe} \\ &= h_2 - h_1 \end{aligned}$$

Mükemmel bir gazın entalpisi sadece sıcaklığa bağlıdır. Verilen sıcaklıklarda entalpiler hava tablosundan (Tablo A-17) bulunabilir:

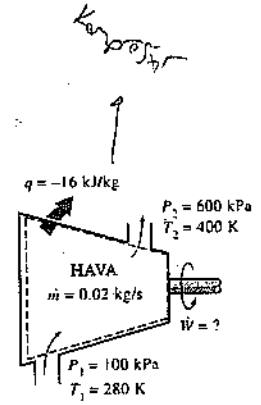
$$h_1 = h_{@\,280\,\text{K}} = 280.13 \text{ kJ/kg}$$
$$h_2 = h_{@\,400\,\text{K}} = 400.98 \text{ kJ/kg}$$

Sayısal değerler denkleme konursa,

$$-16 \text{ kJ/kg} - w = (400.98 - 280.13) \text{ kJ/kg}$$
$$w = -136.85 \text{ kJ/kg}$$

bulunur. Bu değer birim kütle için yapılan işi vermektedir. Kompresöre verilmesi gerekli güç bu değeri kütle debisiyle çarparak hesaplanır:

$$\dot{W} = \dot{m} w = (0.02 \text{ kg/s})(-136.85 \text{ kJ/kg}) = -2.74 \text{ kW}$$



ŞEKİL 4-30
Örnek 4-3'ün genel çizimi.

ÖRNEK 4-4

Sürekli akışlı adyabatik bir türbinin ürettiği güç 5MW'tır. Su buharının türbine giriş ve çıkış koşulları Şekil 4-31'de gösterilmiştir.

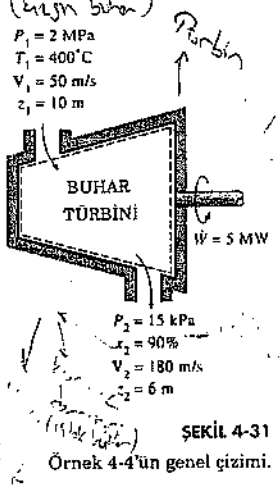
(a) Δh, Δke ve Δpe'nin değerlerini hesaplayıp karşılaştırın.

(b) Türbinden akan buharın birim kütlesi tarafından yapılan işi hesaplayın.

(c) Buharın kütle debisini hesaplayın.

Çözüm Türbinin içindeki bölgeyi sistem olarak seçelim, sistem sınırları Şekil 4-31'de kesik çizgilerle gösterilmiştir. Sistemin sınırlarından kütle geçişi olmaktadır, bu nedenle *kontrol hacmidir*. Kontrol hacmi içinde zamana göre bir değişim gözlenmediği için *sürekli akışlı açık sistem* çözümlemesi yapılacaktır.

(a) Su buharı türbin girişinde kızgın buhardır, bu nedenle entalpisi kızgın buhar tablosundan belirlenir:



ŞEKİL 4-31
Örnek 4-4'ün genel çizimi.

$$\left.\begin{matrix} P_1 = 2\,\text{MPa} \\ T_1 = 400\,^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_1 = 3247.6\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tablo A-6)}$$

$$h_2 = h_f + x_2 h_{fg} = [(225.94 + (0.9)(2373.1)]\ \text{kJ/kg} = 2361.73\ \text{kJ/kg}$$

olur. Bu durumda,

$$\Delta h = h_2 - h_1 = (2361.73 - 3247.6)\ \text{kJ/kg} = -885.87\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta \text{ke} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = \frac{(180\ \text{m/s})^2 - (50\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = 14.95\ \text{kJ/kg}$$

$$\Delta \text{pe} = g(z_2 - z_1) = \left(9.807\ \text{m/s}^2\right)[(6-10)\,\text{m}]\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = -0.04\ \text{kJ/kg}$$

olarak hesaplanır.

Yukarıdaki sonuçlar üzerinde iki gözlem yapılabilir: Öncelikle potansiyel enerji değişimi entalpi ve kinetik enerji değişimlerine oranla çok küçüktür. Birçok mühendislik uygulamasında durum böyledir. İkinci gözlem ise, düşük basınç ve buna bağlı olarak yüksek özgül hacimden dolayı türbin çıkışındaki buhar hızı çok yüksektir. Buna karşın kinetik enerji değişimi entalpi değişiminin ancak yüzde 2'si kadardır, bu nedenle ihmal edilebilir.

(*b*) Birim kütle için yapılan iş, birim kütleye göre ifade edilmiş birinci yasa bağıntısını kullanarak hesaplanabilir. Türbinin adyabatik olduğunu gözönüne alır, bir giriş ve bir çıkış için denklem 4-23'ü kullanırsak,

$$q \overset{0}{\cancel{\ }} - w = \Delta h + \Delta \text{ke} + \Delta \text{pe}$$

$$w = -(-885.87 + 14.95 - 0.04)\ \text{kJ/kg} = 870.96\ \text{kJ/kg}$$

bulunur.

(c) 5 MW güç üretimi için gerekli kütle debisi ise,

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}}{w} = \frac{5000\ \text{kJ/s}}{870.96\ \text{kJ/kg}} = 5.74\ \text{kg/s}$$

olur.

3 Kısılma Vanaları

Kısılma vanaları, *akış kesitini herhangi bir şekilde azaltarak* akışkanın basıncını önemli ölçüde düşüren elemanlardır. Bilinen bazı örnekler arasında ayarlanabilir vana ve musluklar, kılcal (kapiler) borular ve gözenekli tapalar vardır (Şekil 4-32). Türbinlerden farklı olarak, basınç düşmesi sırasında herhangi bir iş yapılmaz. Akışkanın basıncı düşerken genellikle sıcaklığında da büyük bir düşme gözlenir. Bu nedenle kısılma vanaları soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında yaygın olarak kullanılırlar. Bir kısılma işlemi sırasında sıcaklık düşüşünün (veya yükselişinin) büyüklüğü *Joule-Thomson katsayısı* adı verilen bir özelik tarafından belirlenir. Bu katsayı 11. Bölümde incelenecektir.

(*a*) Ayarlanabilir vana

(*b*) Gözenekli tapa

(*c*) Kılcal boru

ŞEKİL 4-32

Kısılma vanaları akışkanın basıncını büyük ölçüde düşürmek için kullanılır.

Kısılma vanaları genellikle küçük elemanlardır, bu nedenle akışkanla çevre arasında ısı geçiş alanı küçüktür. Isı geçişi için alanın küçük, zamanın da kısa olması nedeniyle kısılma vanalarında akış adyabatik ($q \cong 0$) kabul edilebilir. Ayrıca, bir iş söz konusu olmadığı için enerji denkleminde işle ilgili terim de sıfır olacaktır ($w = 0$). Kısılma vanasından geçen akışkanın potansiyel enerji değişimi de çok küçüktür ($\Delta \text{pe} \cong 0$). Akışkanın kısılma vanasından çıkış hızı, genellikle kısılma vanasına giriş hızına oranla oldukça yüksektir, fakat hız mertebe olarak düşük olduğundan, kinetik enerji değişimleri de ihmal edilebilir ($\Delta \text{ke} \cong 0$). Bu durumda bir girişi ve çıkışı olan, sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki biçimi alır:

$$h_2 \cong h_1 \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \text{(4-27)}$$

Sözlü anlatımla, bir kısılma vanasının giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri eşittir. Bu nedenle kısılma vanalarına *sabit entalpili sistemler* denebilir.

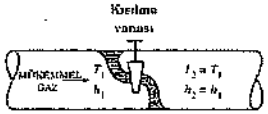
Kısılma işleminin akışkanın özeliklerini nasıl etkilediğini biraz daha ayrıntılı olarak incelemek için, 4-27 numaralı denklemi aşağıdaki gibi yazalım:

$$u_1 + P_1 v_1 = u_2 + P_2 v_2$$

veya

$$\text{İç enerji} + \text{akış enerjisi} = \text{sabit}$$

Bu bağıntıdan anlaşılacağı gibi, kısılma işlemi sırasında iki terimden birinin değeri büyümekte, diğerininki ise küçülmektedir. Kısılma işlemi sırasında akış enerjisi artarsa ($P_2 v_2 > P_1 v_1$), iç enerji azalır. Bu da genellikle sıcaklığın düşmesine yol açar. Kısılma işlemi sırasında eğer Pv terimi azalırsa, akışkanın iç enerjisi ve sıcaklığı artar. Mükemmel bir gaz için, $h = h(T)$ olduğundan kısılma işlemi sırasında mükemmel bir gazın sıcaklığı sabit kalır (Şekil 4-33).



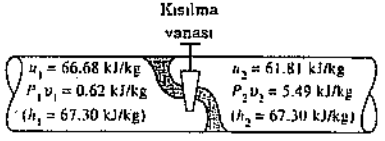
ŞEKİL 4-33

Mükemmel gazın sıcaklığı kısılma işlemi (h = sabit) sırasında değişmez, çünkü $h = h(T)$'dir.

ÖRNEK 4-5

Soğutucu akışkan-12 bir buzdolabının kılcal borusuna 0.8 MPa basınçta doymuş sıvı olarak girmekte ve 0.12 MPa basınca kısılmaktadır. Soğutucu akışkanın çıkış halindeki kuruluk derecesini ve bu işlem sırasındaki sıcaklık azalmasını hesaplayın.

Çözüm Kılcal boru, akış alanını kısan basit bir eleman olup soğutma uygulamalarında büyük basınç düşüşleri sağlamak için kullanılır. Kılcal bir borudan akış bir kısılma işlemidir, bu nedenle soğutucu akışkanın entalpisi sabit kalır (Şekil 4-34).



ŞEKİL 4-34

Kısılma işlemi sırasında akışkanın entalpisi (akış enerjisi + iç enerji) sabit kalır. Fakat akış enerjisi ve iç enerji kendi aralarında değişebilirler.

Girişte: $P_1 = 0.8$ MPa, doymuş sıvı $\Rightarrow$ $T_1 = T_{\text{doyma @ 0.8 MPa}} = 32.74\,^\circ\text{C}$, $h_1 = h_{f\,@\,0.8\text{ MPa}} = 67.30$ kJ/kg

değerleri Tablo A-12' den bulunur.

Çıkışta: $P_2 = 0.12$ MPa, $(h_2 = h_1)$ $\longrightarrow$ $h_f = 12.66$ kJ/kg, $h_g = 176.14$ kJ/kg, $T_{\text{doyma}} = -25.74\,^\circ\text{C}$

Görüldüğü gibi, $h_f < h_2 < h_g$ olduğundan dolayı, soğutucu akışkan-12 çıkış halinde doymuş sıvı buhar karışımıdır. Bu haldeki kuruluk derecesi,

$$x_2 = \frac{h_2 - h_f}{h_{fg}} = \frac{67.30 - 12.66}{176.14 - 12.66} = 0.334$$

olarak bulunur. Çıkış hali 0.12 MPa basınçta doymuş sıvı-buhar karışımı olduğu için, çıkış halindeki sıcaklık, çıkış basıncına karşı gelen doyma sıcaklığı olacaktır. Bu değer tablodan $-25.74\,^\circ\text{C}$ olarak bulunur. Bu işlem sırasında soğutucu akışkanın sıcaklık düşüşü,

$$\Delta T = T_2 - T_1 = (-25.74 - 32.74)\,^\circ\text{C} = -58.48\,^\circ\text{C}$$

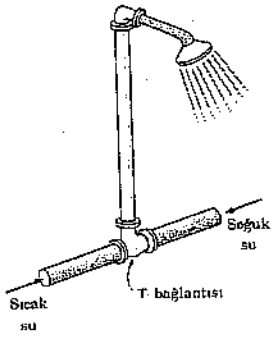
olarak hesaplanır. Bu şekilde, soğutucu akışkanın sıcaklığının kısılma işlemi sırasında 58.48 °C düştüğü görülmektedir. Soğutucu akışkanın yüzde 33.4'ünün kısılma işlemi sırasında buharlaştığı gözlenmektedir. Akışkan buharlaşma gizli ısısını kendi içinden sağlamaktadır.

4a Karışma Odaları

İki akışın karıştırılması sıkça rastlanan bir mühendislik uygulamasıdır. Karışma işleminin gerçekleştiği yere **karışma odası** adı verilir. Karışma odasının ayrı bir bölme görünümünde olması gerekmez. Örnek olarak, duşlarda kullanılan T-bağlantısı veya Y-bağlantısı sıcak ve soğuk akışların karıştığı bir karışma odasıdır (Şekil 4-35).

Bir karışma odası için kütlenin korunumu ilkesi, giren akışların kütle debilerinin toplamının, çıkan akışın kütle debisine eşit olmasını zorunlu kılar.

Karışma odaları genellikle iyi yalıtılmıştır ($q \cong 0$) ve karışma odalarında iş söz konusu değildir ($w \cong 0$). Akışların kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişim de genellikle ihmal edilebilir ($\Delta ke \cong 0$, $\Delta pe \cong 0$). Bu durumda enerji denkleminde (4-19) sadece giren ve çıkan akışkanların toplam enerjilerini gözönüne almak gerekecektir. Enerjinin korunumu ilkesi giren ve çıkan toplam enerjilerin eşit olmasını gerektirir. Böylece enerjinin korunumu denklemi, karışma odaları için kütlenin korunumu denklemine benzer olmaktadır.



ŞEKİL 4-35
Bir duşun T bağlantısı sıcak ve soğuk akışların biraraya geldiği bir karışma odasıdır.

ÖRNEK 4-6

60 °C sıcaklıktaki sıcak su ile 10 °C sıcaklıktaki soğuk suyun karıştırıldığı bir banyo duşu ele alınsın. Karıştıktan sonra su sıcaklığının 40 °C olması istenmektedir. Girişteki sıcak su debisinin soğuk su debisine oranını hesaplayın. Karışma odasından çevreye olan ısı geçişini ihmal edin ve karışma işleminin 150 kPa sabit basınçta gerçekleştiğini kabul edin.

Çözüm Karışma odasını sistem olarak alalım. Sistem sınırları Şekil 4-36'da kesik çizgilerle gösterilmiştir. Sistemin sınırlarından kütle geçişi olmaktadır, bu nedenle *kontrol hacmi*dir. Kontrol hacmi içinde zamana göre bir değişim gözlenmediği için *sürekli akışlı açık sistem* çözümlemesi yapılacaktır.

Birden çok giriş-çıkışı olan bir açık sistem için kütlenin korunumu ilkesi 4-14 numaralı denklemle verilmiştir:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç$$

veya

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

Sınırlardan ısı veya iş geçişi yoktur, ($\dot{Q} \cong 0, \dot{W} \cong 0$), kinetik ve potansiyel enerji değişimleri de ihmal edilebilir, ($\Delta ke = 0$, $\Delta pe \cong 0$). Bu sadeleştirmeler altında, sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibidir:

$$\dot{Q}^{\,0} - \dot{W}^{\,0} = \sum \dot{m}_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^{2\,0}}{2} + g z_ç^{\,0} \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^{2\,0}}{2} + g z_g^{\,0} \right)$$

$$\sum \dot{m}_g h_g = \sum \dot{m}_ç h_ç$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

veya

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

Bu denklem $\dot{m}_2$ ile bölünürse,

$$y h_1 + h_2 = (y + 1) h_3$$

elde edilir. Burada, $y = \dot{m}_1 / \dot{m}_2$, bulunmak istenen debi oranıdır.

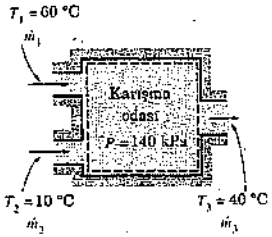
Suyun 150 kPa basınçta doyma sıcaklığı 111.37 °C'dir. Giren ve çıkan akışların sıcaklıkları bu değerin altında olduklarından, ($T < T_{\text{doyma}}$), suyun giriş ve çıkış halleri sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir (Şekil 4-37). Sıkıştırılmış sıvının özelikleri, aynı sıcaklıktaki doymuş sıvının özeliklerine eşit alınabilir. Bu durumda

$$h_1 \cong h_{f\,@\,60\,^\circ\text{C}} = 251.13 \text{ kJ/kg}$$
$$h_2 \cong h_{f\,@\,10\,^\circ\text{C}} = 42.01 \text{ kJ/kg}$$
$$h_3 \cong h_{f\,@\,40\,^\circ\text{C}} = 167.57 \text{ kJ/kg}$$

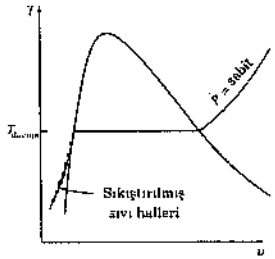
olmaktadır. Sayısal değerleri y için yazılan denklemde yerine koyarsak,

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{167.57 - 42.01}{251.13 - 167.57} = 1.5$$

bulunur. 40 °C sıcaklıkta su elde etmek için, sıcak su debisinin soğuk su debisinin 1.5 katı olması gerekmektedir.



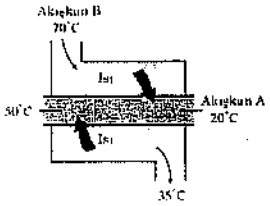
ŞEKİL 4-36
Örnek 4-6'nın genel çizimi.



ŞEKİL 4-37
Bir madde, belirli bir basınçtaki doyma sıcaklığının altındaki sıcaklıklarda sıkıştırılmış sıvıdır.

4b Isı Değiştiricileri

Adından da anlaşılacağı gibi **ısı değiştiricileri**, iki akışın karışmadan ısı alışverişinde bulundukları mekanik düzenlerdir. Isı değiştiricileri endüstride yaygın olarak kullanılırlar ve değişik tasarımlarda olabilirler.



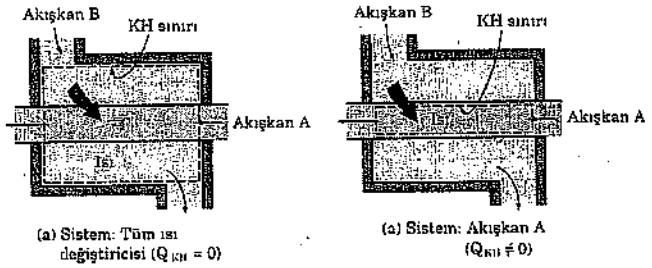
ŞEKİL 4-38
Bir ısı değiştiricisi, içiçe geçmiş farklı çaplarda iki boru kadar basit olabilir.

En basit ısı değiştiricisi Şekil 4-38'de gösterilen *içiçe borulu* veya *gövde boru türü ısı değiştiricisi*dir. Bu tür bir ısı değiştiricisi çapları farklı, içiçe geçmiş borulardan oluşur. Akışkanlardan biri içteki boruda akarken, diğeri iki boru arasındaki boşlukta akar. Sıcak akışkandan soğuk akışkana ısı geçişi, akışları birbirinden ayıran silindirik boru cidarından olur. Daha gelişmiş tasarımlarda, iç borunun yerini, gövde içinde dönüşler yapan bir boru demeti alır. Bu şekilde ısı geçiş yüzeyi ve buna bağlı olarak da ısı geçişi artırılmış olur. Daha önce incelenen karışma odaları bazen *doğrudan temaslı* ısı değiştiricileri diye adlandırılır.

Bir ısı değiştiricisi için kütlenin korunumu ilkesi, sürekli akış durumunda, ısı değiştiricisine giren ve ısı değiştiricisinden çıkan akışların debilerinin toplamlarının eşit olmasını gerektirir. Bu sonuç şöyle de ifade edilebilir: *Sürekli akış koşullarında, ısı değiştiricisinden geçen her iki akışın kütle debileri ayrı ayrı sabittir.*

Isı değiştiricilerinde genellikle iş etkileşimi yoktur ($w = 0$), her iki akış için kinetik ve potansiyel enerji değişimleri de ihmal edilebilir ($\Delta ke \cong 0$, $\Delta pe \cong 0$). Isı değiştiricileriyle ilgili ısı geçişi, kontrol hacminin seçimine bağlı olarak farklı biçimlerde ifade edilebilir. Isı değiştiricileri, iki akışkanın *değiştirici içinde* birbirleriyle ısı alışverişinde bulunmalarını öngörür, değiştiricinin gövdesi genellikle çevre ortama ısı geçişini önlemek için yalıtılmıştır.

Isı değiştiricisinin tümü kontrol hacmi olarak seçilirse, $\dot{Q}$ sıfır olur, çünkü kontrol yüzeyi, yalıtılmış kabul edilen gövdenin dış yüzeyidir. Bu nedenle sınırlardan ısı geçişi yoktur veya çok azdır (Şekil 4-39). Fakat kontrol hacmi akışkanlardan birini çevreleyecek şekilde seçilirse, sınırlardan ısı geçişi olacak ve $\dot{Q}$ sıfır olmayacaktır. Hatta bu durumda ısı geçişi, akışkanlar arasındaki ısı alışverişi olacaktır.



ŞEKİL 4-39
Isı değiştiricisindeki ısı geçişi, sistem seçimine bağlı olarak sıfır veya sıfırdan farklı olabilir.

ÖRNEK 4-7

Soğutucu akışkan-12, bir yoğuşturucuda su tarafından soğutulmaktadır. Soğutucu akışkan yoğuşturucuya 1 MPa basınçta ve 70 °C sıcaklıkta, 6 kg/dakika debiyle girmekte, 35 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Soğutma suyu ise yoğuşturucuya 300 Kpa basınç ve 15 °C sıcaklıkta girmekte, 25 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Basınç kayıplarını ihmal ederek, (a) soğutma suyunun kütle debisini, (b) soğutucu akışkandan suya olan ısı geçişini hesaplayın.

Çözüm İçinde birden çok akışın olduğu sistemlerde, kontrol hacmi birkaç değişik şekilde seçilebilir. Kontrol hacminin nasıl seçileceği, problemde neyin

bulunmak istendiğine bağlıdır. İncelediğimiz problemde, ısı değiştirici problemlerinde genellikle olduğu gibi, sınırları geçen iş yoktur, ayrıca kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilir.

(a) Suyun kütle debisini belirlemek için, Şekil 4-40'da gösterildiği gibi, tüm ısı değiştiricisini kontrol hacmi olarak ele alalım. Bu iyi bir seçimdir, çünkü denklemlerde bilinmeyen olarak sadece kütle debisi kalmaktadır. Kütlenin korunumu ilkesi, her iki akışın kütle debilerinin sabit olmasını gerektirmektedir:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{su}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{SA}$$

Isı değiştiricileri genellikle iyi yalıtılırlar. Seçilen kontrol hacmi yalıtımın iç yüzeylerine dayanmaktadır, bu nedenle sınırlardan ısı geçişi yoktur. Enerjinin korunumu ilkesi, iş ve ısı geçişi olmadığı gözönüne alınarak sadeleştirilirse,

$$\dot{Q}^{\,0} - \dot{W}^{\,0} = \sum \dot{m}_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^{2\,0}}{2} + g z_ç^{\,0} \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^{2\,0}}{2} + g z_g^{\,0} \right)$$

$$\sum \dot{m}_g h_g = \sum \dot{m}_ç h_ç$$

veya

$$\dot{m}_{su} h_1 + \dot{m}_{SA} h_3 = \dot{m}_{su} h_2 + \dot{m}_{SA} h_4$$

elde edilir. Bu denklem düzenlenirse,

$$\dot{m}_{su} (h_1 - h_2) = \dot{m}_{SA} (h_4 - h_3)$$

yazılabilir.

Bu aşamada, dört haldeki entalpilerin bulunması gerekmektedir. Su hem giriş hem de çıkış hallerinde sıkıştırılmış sıvıdır, çünkü sıcaklıkları 300 kPa basınçta, suyun doyma sıcaklığı olan 133.55 °C'nin altındadır. Verilen sıcaklıklarda sıkıştırılmış sıvı özelikleri doymuş sıvı özeliklerine eşit alınırsa, Tablo A-4'ten,

$$h_1 \cong h_{f@15°C} = 62.99 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 \cong h_{f@25°C} = 104.89 \text{ kJ/kg}$$

$$\left.\begin{matrix} P_3 = 1 \text{ MPa} \\ T_3 = 70°C \end{matrix}\right\} \quad h_3 = 225.32 \text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tablo A-13)}$$

$$\left.\begin{matrix} P_4 = 1 \text{ MPa} \\ T_4 = 35°C \end{matrix}\right\} \quad h_4 \cong h_{f@35°C} = 69.49 \text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tablo A-11)}$$

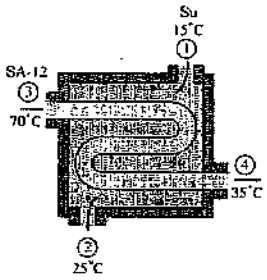
değerleri bulunur. Bu değerler enerji denkleminde yerine konursa,

$$\dot{m}_{su} (62.99 - 104.89) \text{ kJ/kg} = 6 \text{ kg/dakika}](69.49 - 225.32) \text{ kJ/kg}]$$

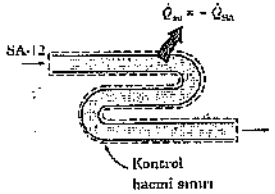
$$\dot{m}_{su} = 22.3 \text{ kg/dakika}$$

olarak hesaplanır.

(b) Soğutucu akışkandan suya olan ısı geçişini hesaplamak için, sınırlarından ısı geçişi olan bir kontrol hacminin seçilmesi gerekecektir, çünkü ısı geçişi ancak sınırlardan geçerken tanımlanabilmektedir. Akışkanlardan herhangi birinin kapladığı hacim kontrol hacmi olarak seçilebilir. Su tarafından kaplanan hacim seçilsin. Isı geçişinin sıfır olduğu dışında yapılan tüm kabuller burada da geçer-



ŞEKİL 4-40
Örnek 4-7'nin genel çizimi.



ŞEKİL 4-41
Bir ısı değiştiricisinde ısı geçişi kontrol hacminin seçimine bağlıdır.

lidir. Bir giriş çıkışı bulunan sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi (Denklem 4-21) sadeleştirilerek yazılırsa,

$$\dot{Q} - \cancel{\dot{W}}^{0} = \dot{m}_{su}(\Delta h + \cancel{\Delta ke}^{0} + \cancel{\Delta pe}^{0})$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{su}(h_2 - h_1) = (22.3\ \text{kg/dakika})\left[(104.89 - 62.99)\ \text{kJ/kg}\right]$$

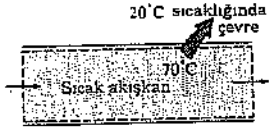
$$= 934.4\ \text{kJ/dakika}$$

bulunur. Kontrol hacmi olarak, soğutucu akışkan tarafından kaplanan hacim seçilmiş olsaydı (Şekil 4-41), aynı sonuç eksi işaretiyle elde edilirdi, çünkü suya geçen ısı, soğutucu akışkandan geçmektedir.

5 Boru ve Kanallarda Akış

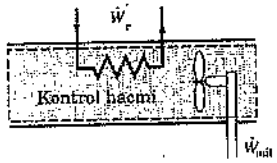
Sıvıların veya gazların borularda veya kanallarda akışının değişik mühendislik uygulamalarında büyük önemi vardır. Bir boru veya kanalda akış genellikle sürekli akış koşullarını sağlar, bu nedenle sürekli akışlı açık sistem olarak incelenebilir. Doğal olarak, akışı başlatma ve durdurma sırasında oluşan geçici koşullar kapsam dışındadır. Kontrol hacmi, çözümlemenin yapılacağı boru veya kanal bölümünün iç yüzeyleriyle çakışacak biçimde seçilebilir.

Boru veya kanallarda akış incelenirken aşağıdaki hususlar gözönünde bulundurulmalıdır:



ŞEKİL 4-42
Yalıtılmamış bir boru veya kanaldan çevreye olan ısı geçişi önemli büyüklükte olabilir.

$\dot{Q} \neq 0$. Normal çalışma koşullarında, özellikle boru veya kanalın uzun olması durumunda, akışkanla çevre ortam arasındaki ısı geçişi azımsanmayacak ölçüde olabilir (Şekil 4-42). Akışkanla çevre ortam arasında ısı geçişinin olması bazen istenen hatta amaçlanan durumdur. Bir güç santralinde, kazan boruları içindeki su akışı, soğutucu akışkanın buzdolabı kanallarındaki akışı ve ısı değiştiricilerindeki akış örnek olarak verilebilir. Bazı durumlarda ise, boru veya kanalda akan akışkanla çevre ortam arasında ısı geçişinin olmaması istenir. Bir fabrikada ısıl işlem için sıcak su veya buhar taşıyan borular örnek olarak verilebilir. Bu gibi durumlarda, özellikle akışkanla çevre ortam arasındaki sıcaklık farkı büyük olduğu zaman boru veya kanallar yalıtılır. Yalıtılmış boru ve kanallarda ısı geçişi gözardı edilebilir.



ŞEKİL 4-43
Boru veya kanal akışında birden çok iş etkileşimi olabilir.

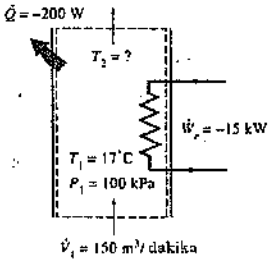
$\dot{W} \neq 0$. Kontrol hacmi içinde bir ısıtma elemanı (elektrik telleri), fan veya pompa (mil işi) bulunuyorsa, iş etkileşimleri gözönüne alınmalıdır (Şekil 4-43). Bunlardan fan işi genellikle küçüktür ve gözardı edilebilir. Eğer kontrol hacminde yukarıda belirtilen elemanlardan hiçbiri yoksa, iş terimi sıfır alınabilir.

$\Delta ke \equiv 0$. Boru veya kanal akışında hızlar genellikle düşüktür ve kinetik enerji değişimleri önemsizdir. Bu kabul özellikle boru veya kanal kesit alanı sabit olduğu zaman ve ısıtma olmadığı zaman geçerlidir. Bununla birlikte, değişken kesit alanına sahip kanallarda kinetik enerji değişimleri önemli olabilir.

$\Delta pe \neq 0$. Boru ve kanallarda akışkanın yüksekliği önemli ölçüde değişebilir. Bu nedenle potansiyel enerji terimi önem kazanabilir. Bu durum özellikle, yalıtılmış boru ve kanallarda ısı geçişinin etkisi diğer enerji etkileşimlerini gölgelemediği zaman geçerlidir.

ÖRNEK 4-8

Konutlarda uygulanan elektrikli ısıtma sistemlerinde, hava kanalları ve bunların içinde direnç telli ısıtma elemanları bulunur. Hava, direnç tellerinin üzerinden geçerken ısınır. 15 kW gücünde bir elektrikli ısıtma sistemi ele alınsın. Havanın hacimsel debisi 150 m^3/dakika olup, ısıtma bölümüne 100 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıkta girmektedir. Kanaldan çevre ortama 200 W ısı kaybı olduğuna göre, havanın çıkış sıcaklığını hesaplayın.



ŞEKİL 4-44
Örnek 4-8'in genel çizimi.

Çözüm Isıtma bölümü, Şekil 4-44'te görüldüğü gibi, kontrol hacmi olarak alınabilir. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse, bir giriş ve bir çıkışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıda gösterildiği gibi basitleşir:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \cancel{\Delta ke}^{0} + \cancel{\Delta pe}^{0})$$

$$= \dot{m}(h_2 - h_1)$$

Verilen koşullarda hava mükemmel gaz olarak kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığı zaman sıcaklığı yüksek, basıncı düşüktür (havanın ana bileşeni azot için $T_{cr} = -147$ °C ve $P_{cr} = 3390$ kPa). Havanın özgül hacmi mükemmel gaz hal denkleminden hesaplanabilir:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{\left[0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})\right](290\ \text{K})}{100\ \text{kPa}} = 0.832\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Kanalda akan havanın kütlesel debisi,

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{150\ \text{m}^3/\text{dakika}}{0.832\ \text{m}^3/\text{kg}}\left(\frac{1\ \text{dakika}}{60\ \text{s}}\right) = 3.0\ \text{kg/s}$$

olarak bulunur. Isıtma-havalandırma uygulamalarında karşılaşılan sıcaklıklarda Δh yerine $C_p\,\Delta T$ yazılabilir. C_p için, oda sıcaklığındaki değeri olan 1.005 kJ/(kg · °C) alınabilir (Şekil 4-45). Enerji denklemi bu durumda,

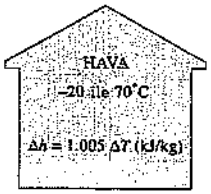
$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\,C_p(T_2 - T_1)$$

olur. Sayısal değerler denklemde yerine konursa,

$$-0.2\ \text{kJ/s} - (-15\ \text{kJ/s}) = (3\ \text{kg/s})[1.005\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{°C)}]\,(T_2 - 17\ \text{°C})$$

$$T_2 = 21.9\ \text{°C}$$

elde edilir.



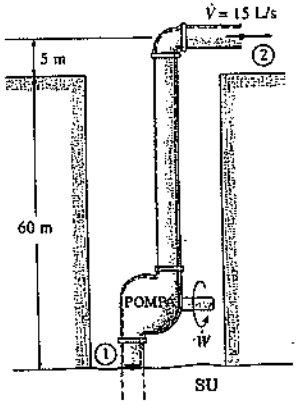
ŞEKİL 4-45
Entalpi hesaplanırken ($\Delta h = C_p\,\Delta T$), C_p = 1.005 kJ/(kg · °C) olarak sabit alınması, −20 ile 70 °C sıcaklık aralığında yüzde 0.5'ten daha az hataya neden olur.

ÖRNEK 4-9

Kırsal yörelerde su genellikle kuyulardan pompalarla çekilir. Yeraltı 60 m derinlikte bir kuyu ele alınsın. Su bir pompa aracılığıyla yeraltından 5 m yüksekliğe basılacaktır. Su borusunun pompa girişindeki çapı 10 cm pompa çıkışındaki

çapı ise 15 cm'dir. Sürtünmeyi ve çevre ortamla ısı alışverişini ihmal ederek, pompanın 15 L/s (=0.015 m³/s) debisinde su sağlaması için gerekecek gücü hesaplayın.

Çözüm Boruların ve pompanın içini sistem olarak seçelim. Sistem sınırları Şekil 4-46'da kesik çizgilerle gösterilmiştir. Sistemin sınırlarını kütle geçmektedir, bu nedenle kontrol hacmidir. Kontrol hacmi içinde zamanla bir değişiklik gözlenmemektedir, bu nedenle sürekli akışlı açık sistem söz konusudur.



ŞEKİL 4-46
Örnek 4-9'un genel çizimi.

Suyun oda sıcaklığı ve buna yakın sıcaklıklarda yoğunluğu çok az hatayla 1000 kg/m³ alınabilir. Bu durumda kütle debisi ve hızlar aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = (1000\ \text{kg/m}^3)(0.015\ \text{m}^3/\text{s}) = 15\ \text{kg/s}$$

$$V_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} = \frac{15\ \text{kg/s}}{(1000\ \text{kg/m}^3)\left[\pi(0.1\text{m})^2/4\right]} = 1.9\ \text{m/s}$$

$$V_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A_2} = \frac{15\ \text{kg/s}}{(1000\ \text{kg/m}^3)\left[\pi(0.15\ \text{m})^2/4\right]} = 0.85\ \text{m/s}$$

3. Bölümde belirtildiği gibi sıvılar sıkıştırılamayan maddeler olarak alınabilir, (v = sabit), bu nedenle entalpi değişimleri aşağıda gösterildiği gibi ifade edilebilir:

$$\begin{aligned} h_2 - h_1 &= (u_2 + P_2 v_2) - (u_1 + P_1 v_1) \\ &= (u_2 - u_1) + v\,(P_2 - P_1) \\ &= C(T_2 - T_1) + v\,(P_2 - P_1) \end{aligned}$$

Burada ayrıca $\Delta u = C\,\Delta T$ olduğu gözönüne alınmıştır. Sıvılar için, sürekli akışlı açık sistemin enerjinin korunumu denklemi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\left[C(T_2 - T_1) + v(P_2 - P_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right]$$

şeklini alır. Bu problemde ısı geçişi yoktur, $\dot{Q} = 0$, ayrıca sıcaklık sabittir ($T_2 = T_1$). Suyun kontrol hacmine girişinde ve kontrol hacminden çıkışında atmosfer basıncının aynı olduğu gözönüne alınırsa ($P_1 = P_2$ = sabit), enerji denklemi basitleştirilebilir:

$$\dot{W} = -\dot{m}\left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right]$$

Sayısal değerler denklemde yerine konursa,

$$\begin{aligned} \dot{W} &= -(15\ \text{kg/s})\left[\frac{(0.85\ \text{m/s})^2 - (1.9\ \text{m/s})^2}{2} + (9.807\ \text{m/s}^2)(65\ \text{m})\right] \\ &= -(15\ \text{kg/s})(-1.44\ \text{m}^2/\text{s}^2 + 637.46\ \text{m}^2/\text{s}^2)\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) \\ &= -9.54\ \text{kW} \end{aligned}$$

bulunur.

Bu değer pompayı çalıştırmak için gerekli işi vermektedir. Bir sıvının, yüksekliği değişirken kinetik enerji teriminin potansiyel enerji terimine oranla ne kadar küçük olduğu ilgi çekicidir. Birçok gerçek uygulamada bu böyledir. Ayrıca borularda ve kanallarda sürtünme kayıplarının önemli olabileceğini vurgulamalıyız. Gerçek bir uygulamada, sürtünme kayıplarını yenmek için daha büyük bir pompa kullanmamız gerekecektir. Sürtünme kayıplarıyla ilgili ayrıntılar akışkanlar mekaniği derslerinde ele alınmaktadır.

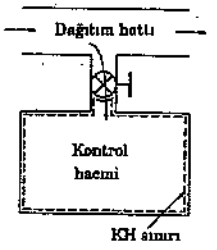
4-4 ■ ZAMANLA DEĞİŞEN AÇIK SİSTEMLER

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmi içinde zamanla bir değişiklik olmaz, bu nedenle sistem sınırlarının içinde ne olduğu ilgi alanının dışındadır. Kontrol hacmi içinde zamanla değişiklik olmaması çözümlemeyi oldukça kolaylaştırır.

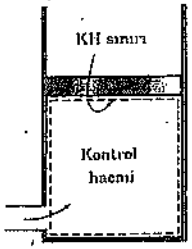
Bununla birlikte, mühendislik açısından önemli birçok uygulamada, kontrol hacmi içinde zamanla ***değişiklik*** olur. Bu tür sistemlere **zamanla değişen açık sistemler** veya **geçici akışlı açık sistemler** adı verilir. Bölüm 4.2'de geliştirilen sürekli akış bağıntıları doğal olarak bu tür sistemlere uygulanamaz. Zamanla değişen bir açık sistemi incelerken, hem kontrol hacmi içindeki kütle ve enerji değişimlerini hem de sınırlardaki enerji etkileşimlerini gözönünde bulundurmak gerekir.

Zamanla değişen açık sistemlere bilinen uygulamalardan örnekler verilebilir: Sabit hacimli bir kabın (tüpün) dağıtım hattından doldurulması (Şekil 4-47); bir akışkanın basınçlı kaptan boşaltılması; bir gaz türbininin, içinde sıkıştırılmış hava bulunan bir depodan çalıştırılması; lastik veya balonların şişirilmesi; hatta düdüklü tencerede yemek pişirilmesi bu kapsamda ele alınabilir.

Zamanla değişen açık sistemlerde, sürekli akışlı açık sistemlerden farklı olarak, akış sürekli olmak yerine, başladıktan belirli bir süre sonra sona erer. Bu nedenle, birim zamanda olan değişimler yerine belirli bir Δt zaman aralığı içinde gerçekleşen değişiklikler önem kazanır.



ŞEKİL 4-47
Bir tüpün dağıtım hattından doldurulması zamanla değişen açık sistem çözümlemesine girer, çünkü tüp içindeki kütlenin hali zamanla değişmektedir.



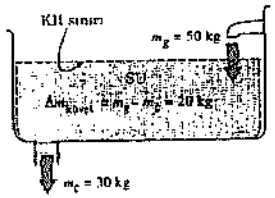
ŞEKİL 4-48
Zamanla değişen açık sistemde, kontrol hacminin biçimi ve hacmi değişebilir.

Zamanla değişen açık sistemin kapalı sisteme benzer yanları vardır, fakat sistem sınırları içindeki kütle hal değişimi sırasında sabit kalmaz.

Sürekli ve zamanla değişen açık sistemler arasındaki bir başka fark da sürekli akışlı açık sistemlerin konumlarının, hacimlerinin ve biçimlerinin sabit kalmalarıdır. Zamanla değişen açık sistemler için de konum genellikle sabittir, başka bir deyişle, kontrol hacminin uzaydaki yeri değişmez, fakat sınırlar hareketli olabilir (Şekil 4-48). Buna bağlı olarak, bu kapsamda incelenen problemlerde hareketli sınır işi de bulunabilir. Aşağıda zamanla değişen açık sistemler için kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri çıkarılacaktır.

Kütlenin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemlerden farklı olarak, zamanla değişen açık sistemlerde kontrol hacmi içindeki kütle zamanla *değişir*. Değişimin ne kadar olduğu, akışın olduğu süre içinde kontrol hacmine giren ve çıkan kütlelere bağlıdır.



ŞEKİL 4-49
Bir küvet için kütlenin korunumu ilkesi.

Örnek olarak, Şekil 4-49'da gösterilen, yarısına kadar dolu bir banyo küvetini ele alalım. Bu durumdayken küvetteki suyun kütlesi (m_1) 150 kg olarak verilmektedir. Suyun kapladığı hacmi kontrol hacmi olarak seçelim. Kontrol hacminin üst sınırı (serbest yüzey), küvetteki su miktarına göre aşağıya veya yukarıya hareket edecektir. Daha sonra hem musluk hem de tıkaç açılsın. Küvetteki suyun düzeyi giren veya çıkan akışın daha büyük olmasına göre alçalacak veya yükselecektir. Belirli bir süre sonra hem musluk hem de tıkaç kapatılsın. Bu süre içinde musluktan akan suyun (m_g) 50 kg, delikten giden suyun da ($m_ç$) 30 kg olduğu kabul edilsin.

Küvetten buharlaşma yoluyla giden su gözardı edilirse, küvette son haldeki su kütlesi kütlenin korunumu ilkesine göre belirlenecektir ve şu şekilde ifade edilebilir: *Küvetteki su kütlesindeki artış, küvete net kütle akışına eşittir*. Matematiksel anlatımla:

$$m_g - m_ç = (m_2 - m_1)_{\text{küvet}}$$
$$50\ \text{kg} - 30\ \text{kg} = m_2 - 150\ \text{kg}$$
$$m_2 = 170\ \text{kg}$$

Böylece, zamanla değişen açık sistem olarak nitelenen kontrol hacmi (KH) için **kütlenin korunumu ilkesi** aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{pmatrix}\text{KH'ne}\\ \Delta t\ \text{zaman}\\ \text{aralığında giren}\\ \text{toplam kütle}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{KH'den}\\ \Delta t\ \text{zaman}\\ \text{aralığında çıkan}\\ \text{toplam kütle}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{KH'den}\\ \Delta t\ \text{zaman}\\ \text{aralığında olan}\\ \text{net kütle değişimi}\end{pmatrix}$$

veya
$$\sum m_g - \sum m_ç = \Delta m_{KH} \qquad (4\text{-}28)$$

veya
$$\sum m_g - \sum m_ç = (m_2 - m_1)_{KH} \qquad (\text{kg}) \qquad (4\text{-}29)$$

Yukarıdaki denklemlerde yer alan indislerin anlamları şöyledir:

g = giriş veya giriş hali
$ç$ = çıkış veya çıkış hali
1 = KH'nin ilk hali
2 = KH'nin son hali

4-29 numaralı denklemdeki terimlerin bir veya birkaçı genellikle sıfırdır. Örneğin, kontrol hacmine giren kütle yoksa $m_g = 0$, kontrol hacminden çıkan kütle yoksa $m_ç = 0$, kontrol hacmi başlangıçta boşsa $m_1 = 0$ olur.

4-28 numaralı denklem Δt ile bölünür ve $\Delta t \to 0$ limiti alınırsa, zamanla değişen açık sistem için kütlenin korunumu ilkesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_ç = \frac{dm_{KH}}{dt} \qquad (\text{kg/s}) \qquad (4\text{-}30)$$

Burada, $\dot{m}_g$ ve $\dot{m}_ç$ birim zamanda kontrol hacmine giren ve çıkan kütleyi, dm_{KH}/dt ise kontrol hacmi içindeki kütlenin birim zamandaki değişimini göstermektedir. Yukarıda verilen denklemin kontrol hacmi veya açık sistem için kütlenin korunumunun genel ifadesi olduğu vurgulanmalıdır. Açık sistemlerin bir altkümesi olan sürekli akışlı açık sistemler için, $dm_{KH}/dt = 0$ olduğu ve bu durumda 4-30 numaralı denklemin, sürekli akışlı sistemler için kütlenin korunumunu ifade eden 4-14 numaralı denkleme dönüştüğü not edilmelidir.

Kütle debisini veren 4-4 numaralı denklemi kullanarak, kontrol hacmi veya açık sistem için kütlenin korunumunun genel ifadesi olan 4-30 numaralı denklem,

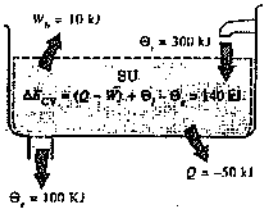
$$\sum\left(\int_A \rho V_n\, dA\right)_g - \sum\left(\int_A \rho V_n\, dA\right)_ç = \frac{d}{dt}\int_V \rho\, dV$$

şeklinde yazılabilir. Denklemin sağ tarafında, kontrol hacmi üzerinde alınan integralde $\rho\, dV$ terimi, diferansiyel kütle olan dm_{KH}'ye eşittir, integral de kontrol hacminin toplam kütlesini vermektedir.

Enerjinin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemden farklı olarak, zamanla değişen açık sistemde kontrol hacminin enerjisi zamanla değişir. Kontrol hacminin enerjisinin ne kadar değiştiği, akışın olduğu süre içinde sistem sınırlarından ısı ve iş geçişine, ayrıca kütleyle birlikte kontrol hacminden içeriye ve dışarıya taşınan enerjiye bağlıdır. Zamanla değişen bir açık sistemi çözümlerken, hem giren ve çıkan akışların enerjisini, hem de kontrol hacminin enerjisini izlemek gerekir.

Olabilecek değişik enerji etkileşimlerini açıklayabilmek için, daha önce incelenen ve Şekil 4-50'de yeniden çizilen küvet örneğini ele alalım. Küvette başlangıçta bulunan suyun enerjisi, kontrol hacminin ilk haldeki enerjisidir (E_1 = 500 kJ kabul edilsin). Sudan bir miktar enerji döşemeye ve çevre havaya geçecektir (Q = −50 kJ kabul edilsin).



ŞEKİL 4-50
Bir küvet için enerjinin korunumu ilkes

Eğer su düzeyi yükseliyorsa atmosferik havaya karşı genişleme sırasında hareketli sınır işi yapılacaktır (W_s = 10 kJ olsun). Yapılan başka bir iş yoktur, çünkü kontrol hacmi sınırlarından mil veya elektrik telleri geçmemektedir. Kontrol hacminin enerjisi, içeri kütle girdikçe artacak, dışarı kütle çıktıkça azalacaktır (Θ_g = 300 kJ, $\Theta_ç$ = 100 kJ olsun, burada Θ kütleyle taşınan enerjiyi göstermektedir).

Çevre havaya buharlaşarak geçen suyu gözardı ederek, son halde küvetteki suyun enerjisini (E_2) enerjinin korunumu ilkesini uygulayarak bulabiliriz Sözlü olarak ifade edilirse, küvetin *enerji artışı, küvete net enerji geçişine eşittir.* Matematiksel olarak ifade edilirse:

$$Q - W + \Theta_g - \Theta_ç = (E_2 - E_1)_{\text{küvet}}$$
$$-50\ \text{kJ} - 10\ \text{kJ} + 300\ \text{kJ} - 100\ \text{kJ} = E_2 - 500\ \text{kJ}$$
$$E_2 = 640\ \text{kJ}$$

Yukarıdaki örneğin ışığında, zamanla değişen açık sistem olarak nitelenen kontrol hacmi için **enerjinin korunumu ilkesi** aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{pmatrix}\Delta t \text{ zaman}\\ \text{aralığında}\\ \text{sınırları ısı ve iş}\\ \text{olarak geçen}\\ \text{toplam enerji}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}\Delta t \text{ zaman}\\ \text{aralığında}\\ \text{KH'ne}\\ \text{kütleyle taşınan}\\ \text{toplam enerji}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\Delta t \text{ zaman}\\ \text{aralığında}\\ \text{KH'den}\\ \text{kütleyle taşınan}\\ \text{toplam enerji}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\Delta t \text{ zaman}\\ \text{aralığında}\\ \text{KH içinde}\\ \text{net enerji}\\ \text{değişimi}\end{pmatrix}$$

veya
$$Q - W + \sum \Theta_g - \sum \Theta_ç = \Delta E_{\text{KH}} \quad \text{(kJ)} \qquad (4\text{-}31)$$

Burada Θ, kontrol hacmine giriş veya çıkışta, kütleyle birlikte içeri veya dışarı taşınan *toplam* enerjiyi göstermektedir. 4-31 numaralı denklem Δt ile bölünür ve $\Delta t \to 0$ limiti alınırsa, kontrol hacmi için enerji korunumu ilkesi en genel biçimiyle aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{\Theta}_g - \sum \dot{\Theta}_ç = \frac{dE_{\text{KH}}}{dt} \quad \text{(kW)} \qquad (4\text{-}32)$$

Burada Θ_g ve $\Theta_ç$, kontrol hacmine giren veya çıkan kütleyle birlikte birim zamanda taşınan toplam enerjiyi, dE_{KH}/dt ise kontrol hacminin enerjisinin birim zamanda değişimini göstermektedir.

4-31 numaralı denklemde, ısı ve iş terimleri (Q ve W) kontrol hacmi dışında yapılan ölçümlerle belirlenebilir. Kontrol hacminin ilk ve son halleri de (E_1 ve E_2) maddenin bu hallerdeki uygun özeliklerinin aldıkları değerlere göre belirlenebilir. Fakat kontrol hacmine kütleyle giren veya çıkan toplam enerjinin (Θ_g, $\Theta_ç$) ölçümü kolay değildir, çünkü giren veya çıkan kütlenin özelikleri hem zamanla hem de giriş kesiti boyunca değişebilir. Bu nedenle, kütle girişi veya çıkışı sonucu taşınan enerjiyi belirlemenin tek yolu, içinde özeliklerin değişmediği diferansiyel kütleleri (δm) ayrı ayrı ele alıp toplam enerjilerini hesaplamak ve toplam kütle üzerinden integralini almaktır. δm 'nin hem zaman, hem de kesit içinde bir diferansiyel kütleyi temsil edebileceği vurgulanmalıdır.

δm kütlesindeki bir akışkanın toplam enerjisi $\theta\, \delta m$ 'dir. Burada, θ = h + ke + pe, akışkanın birim kütlesinin toplam enerjisidir. Θ_g veya $\Theta_ç$ yukarıda açıklandığı gibi integralle hesaplanabilir. Örnek olarak bir giriş kesiti alınırsa,

$$\Theta_g = \int_{m_g} \theta_g\, \delta m_g = \int_{m_g} \left(h_g + \frac{\mathbf{V}_g^2}{2} + g z_g\right) \delta m_g \qquad (4\text{-}33)$$

elde edilir. Birim zamanda enerji girişi ise,

$$\dot{\Theta}_g = \dot{m}_g \left(h_g + \frac{\mathbf{V}_g^2}{2} + g z_g\right) \qquad (4\text{-}34)$$

olur. Bu işlemi her giriş ve her çıkış için yapar, elde edilen terimleri 4-31 ve 4-32 numaralı denklemlerde yerine koyarsak,

$$Q - W = \sum \int_{m_ç} \left(h_ç + \frac{\mathbf{V}_ç^2}{2} + g z_ç\right) \delta m_ç - \sum \int_{m_g} \left(h_g + \frac{\mathbf{V}_g^2}{2} + g z_g\right) \delta m_g + \Delta E_{\text{KH}} \qquad (4\text{-}35)$$

ve

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_ç \left(h_ç + \frac{\mathbf{V}_ç^2}{2} + g z_ç\right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{\mathbf{V}_g^2}{2} + g z_g\right) + \frac{dE_{\text{KH}}}{dt} \qquad (4\text{-}36)$$

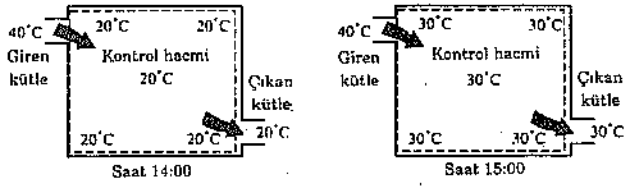
bağıntıları elde edilir. 4-35 numaralı denklemdeki integralleri alabilmek için, giriş ve çıkış kütlelerinin özeliklerinin akış süresince nasıl değiştiğini bilmek gerekir. E_{KH} sabit olduğu zaman, 4-36 numaralı denklemin sürekli akışlı açık sistemin enerji denklemine dönüştüğü belirtilmelidir.

Düzgün Akışlı Dengeli Açık Sistem

Zamanla değişen açık sistemleri çözümlemekteki en büyük zorluklardan biri, 4-35 numaralı denklemde yer alan integrallerin hesabıdır. Bu nedenle, zamanla değişen açık sistemleri çözümleyebilmek için, integral hesabını kolaylaştıracak daha basit bir model kurulabilir. Bu model **düzgün akışlı dengeli açık sistem** adıyla bilinmektedir. Bu modeli oluştururken yapılan basitleştirmeler ve kabuller şunlardır:

1 Akışın gerçekleştiği sürenin herhangi bir anında, kontrol hacmi içindeki kütlenin hali ve buna bağlı olarak özelikleri her noktada aynıdır (Şekil 4-51). Bunu kontrol hacmi içindeki kütlenin sanki dengeli bir hal değişiminden geçtiği şeklinde yorumlayabiliriz. Böylece, belirli bir anda kontrol hacminden çıkan kütlenin hali, kontrol hacmi içindeki kütlenin haline eşit olmaktadır. Sürekli akışlı açık sistemlerde bunun tersi bir kabulün söz konusu olduğu, kütlenin halinin kontrol hacmi içinde değişebildiği, fakat zamana göre değişmediği not edilmelidir.

2 Kontrol hacminin değişik giriş noktalarında akışkan özelikleri farklı olabilir, fakat herhangi bir giriş noktasında özelikler düzgün ve süreklidir. Başka bir deyişle, özelikler giriş kesiti boyunca aynı değere sa-

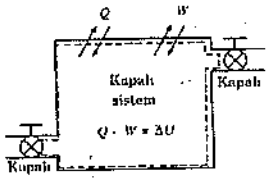


ŞEKİL 4-51
Düzgün akışlı, dengeli açık sistemin gerçekleştiği kontrol hacmi.

hip olup, zamanla değişmez. Eğer tersine bir durum söz konusuysa, kesit veya zaman üzerinde ortalama değerler alınarak akış süresince sabit kabul edilir. Benzer kabuller ve değerlendirme çıkış noktası için de geçerlidir.

Bu kabullerin ışığı altında, 4-35 numaralı denklemde yer alan integraller kolaylıkla gerçekleştirilir ve düzgün akışlı dengeli açık sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıda verilen görünümü alır:

$$Q - W = \sum m_ç\left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç\right) - \sum m_g\left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g\right) + (m_2e_2 - m_1e_1)_{KH} \quad (4\text{-}37)$$



ŞEKİL 4-52
Giriş ve akışlar kapatıldığı zaman, düzgün akışlı dengeli açık sistemin enerji denklemi kapalı sistemin denklemine dönüşür.

Kontrol hacmiyle giren ve çıkan akışların kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse,

$$Q - W = \sum m_ç h_ç - \sum m_g h_g + (m_2u_2 - m_1u_1)_{KH} \quad \text{(kJ)} \quad (4\text{-}38)$$

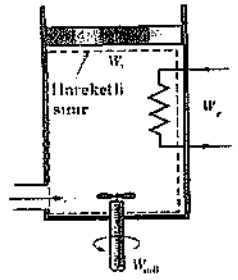
yazılabilir. Bu denklemdeki g indisi girişi, ç indisi çıkışı, 1 ve 2 indisleri kontrol hacminin sırasıyla ilk ve son hallerini göstermektedir.

Kontrol hacmine giren veya çıkan kütle olmaması durumunda, $m_g = m_ç = 0$ olur, denklemin sağ tarafındaki ilk iki terim düşer ve denklem *kapalı sistem* için enerjinin korunumu denklemine dönüşür (Şekil 4-52).

Yukarıdaki denklemlerde yer alan terimler aşağıda kısaca açıklanmıştır:

Q = kontrol hacmiyle çevre ortam arasında akış süresince gerçekleşen toplam ısı geçişi. Isı geçişi kontrol hacminden çevre ortama ise eksidir. Kontrol hacmi yalıtılmışsa sıfırdır.

W = kontrol hacmiyle ilişkili toplam iş. Bu iş, elektrik işi, mil işi, hatta kontrol hacminin sınırları değişiyorsa sınır işi olabilir (Şekil 4-53). Hareketli sınırı olmayan veya sınırlarından mil, elektrik telleri geçmeyen bir kontrol hacmi için bu terim sıfırdır.



ŞEKİL 4-53
Düzgün akışlı dengeli açık sistemde elektrik işi, sınır işi, mil işi birarada gerçekleşebilir.

$m_ç$ = kontrol hacminden çıkan kütle. Kontrol hacminden ilk ve son haller arasında çıkan kütle yoksa sıfırdır.

m_g = kontrol hacmine giren kütle. Kontrol hacmine ilk ve son haller arasında giren kütle yoksa sıfırdır.

$U_1 = m_1u_1$ = kontrol hacminin ilk haldeki toplam iç enerjisi. Başlangıçta boş olan bir kontrol hacmi için sıfırdır.

$U_2 = m_2u_2$ = kontrol hacminin son haldeki toplam iç enerjisi.

Gerek sürekli akışlı açık sistemler, gerekse düzgün akışlı dengeli açık sistemler, termodinamik çözümlemeyi kolaylaştırmak için kurulan birer modeldir. Bu nedenle bazı kabul ve basitleştirmeler içerirler. Fakat bu modeller birçok gerçek sistemin oldukça hassas bir biçimde çözümlenmesine olanak sağlarlar. Sonuçların bekleneni vermesi, istenen hassaslığa ve gerçek durumun yapılan kabullerle ne kadar uyuştuğuna bağlı olacaktır.

Mühendisler çoğu kez iki yoldan birini seçerler. Bazen hassaslıktan biraz özveride bulunarak, problemi basitleştirici kabuller yapar, kolay ve basit bir çözüm elde ederler. Bazen de, yapılan kabulleri en aza indirerek ve bunun sonucunda daha çok zaman ve güç harcayarak ayrıntılı ve hassas bir çözümleme yaparlar. Hangi yolun seçileceği kuşkusuz zamana ve koşullara göre değerlendirilmelidir.

ÖRNEK 4-10

Sabit hacimli, yalıtılmış bir kap bir vana aracılığıyla içinden 1 MPa basınç ve 300 °C sıcaklıkta su buharı akan bir dağıtım hattına bağlanmıştır. Başlangıçta vana kapalı olup kabın içi boştur. Daha sonra vana açılmakta ve buhar, kap içindeki basınç 1 MPa oluncaya kadar kaba yavaşça akmaktadır. Bu noktada vana kapatılmaktadır. Kap içindeki buharın son haldeki sıcaklığını hesaplayın.

Çözüm Kabın içindeki bölgeyi kontrol hacmi olarak alalım. Kontrol hacminin sınırları Şekil 4-54a'da kesik çizgilerle gösterilmiştir. Bu sistem sürekli akışlı bir açık sistem değildir, çünkü kabın içindeki hal zamanla değişmektedir.

Buharın kaba giriş koşulları doldurma işlemi süresince sabit kalmaktadır. Kabın içindeki su buharının halinin ise verilen bir anda kabın her noktasında aynı olduğunu kabul edebiliriz, çünkü buharın kaba akışı yavaşça olmaktadır. Bu durumda düzgün akışlı, dengeli açık sistem çözümlemesi yapılabilir.

Kap başlangıçta boştur ($m_1 = 0$), ayrıca kontrol hacminden kütle çıkışı da olmamaktadır ($m_ç = 0$). Bir girişli bu açık sistem için kütlenin korunumu denklemi,

$$\sum m_g - \sum m_ç = (m_2 - m_1)_{KH}$$

$$m_g = m_2$$

olur. Başka bir deyişle, son halde kaptaki kütle, kontrol hacmine giren kütleye eşittir.

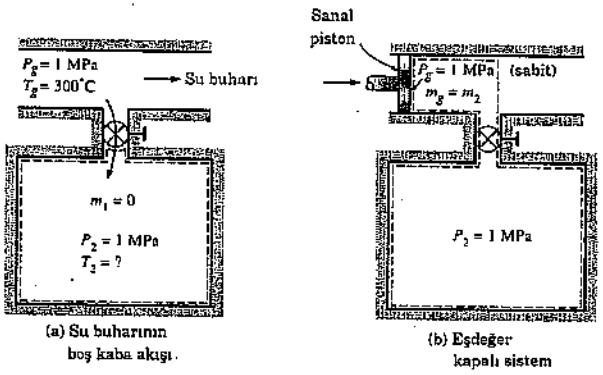
Kap yalıtılmıştır ($Q = 0$), iş söz konusu değildir ($W = 0$), başlangıçtaki toplam iç enerji sıfırdır ($U_1 = m_1u_1 = 0$, çünkü $m_1 = 0$), ayrıca kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilir, çünkü önemli olabileceklerine ilişkin bir belirti yoktur. Bu durumda, enerjinin korunumu denklemi (4-38 numaralı denklem) aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir:

$$0 - 0 = 0 - m_gh_g + (m_2u_2 - m_1u_1)_{KH}$$

$$0 = -m_gh_g + m_2u_2$$

Fakat, $m_g = m_2$ olduğundan,

$$u_2 = h_g$$



ŞEKİL 4-54
Örnek 4-10'un genel çizimi.

bulunur. Başka bir deyişle, kaptaki buharın son haldeki iç enerjisi, giren buharın entalpisine eşittir.

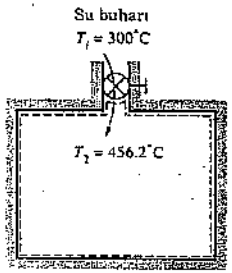
Giriş hali için buharın entalpisi Tablo A-6'dan bulunabilir:

$$\left.\begin{aligned} P_g &= 1\ \text{MPa} \\ T_g &= 300\ ^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad h_g = 3051.2\ \text{kJ/kg}$$

Bu değer u_2'ye eşittir. Kap içindeki buharın son haldeki iki özeliği bilinmektedir, bu nedenle hali bellidir. Tablo A-6'dan sıcaklık bulunabilir:

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= 1\ \text{MPa} \\ u_2 &= 3051.2\ \text{kJ/kg} \end{aligned}\right\} \quad T_2 = 456.2\ ^\circ\text{C}$$

Bu sonuca göre, kap içindeki buharın sıcaklığı 156.2 °C yükselmektedir. Bu sonuç başlangıçta garip gelebilir, buharın sıcaklığını yükseltmek için gerekli enerjinin nereden geldiği sorulabilir. Bunun yanıtı entalpinin tanımında saklıdır: $h = u + Pv$. Entalpinin simgelediği enerjinin bir bölümü, akış enerjisi Pv'dir. Akış enerjisi kabın içinde duyulur iç enerjiye dönüşmekte ve kendini sıcaklık yükselişi olarak göstermektedir (Şekil 4-55).



ŞEKİL 4-55
Su buharının sıcaklığı, akış enerjisinin iç enerjiye dönüşmesi nedeniyle 300'den 456.2 °C'ye yükselir.

İkinci bir çözüm yolu Bu problem kabın içindeki ve kaba girecek olan buharı kapalı bir sistem olarak düşünerek de çözülebilir. Kapalı sistemin sınırları Şekil 4-54b'de gösterilmiştir. Bu sınırlardan kütle geçişi olmadığı görülmektedir.

Hal değişimi sırasında borudaki buhar, önündeki buharı sanki arada bir piston varmış gibi iterek kaba dolduracaktır. Bu sırada hayali pistona karşı 1 MPa değerinde bir basınç uygulanmış olacaktır. Bu hal değişimi sırasında yapılan sınır işi aşağıdaki bağıntıyla ifade edilir:

$$W_s = \int_1^2 P_g\, dV = P_g (V_2 - V_1) = P_g \left[V_{\text{kap}} - \left(V_{\text{kap}} + V_g\right)\right] = -P_g V_g$$

Burada V_g buharın kaba girmeden önceki hacmi, P_g ise hareketli sınırdaki (hayali pistonun yüzeyindeki) basınçtır. Bu denklem kaba giren buhar kütlesine bölünürse,

$$w_s = -P_g v_g$$

elde edilir. Kapalı sistem için enerjinin korunumu ilkesi birim buhar kütlesi için

yazılırsa,

$$\cancel{q}^{\,0} - \cancel{w}_{\text{diğer}}^{\,0} - w_s = u_2 - u_1$$

veya

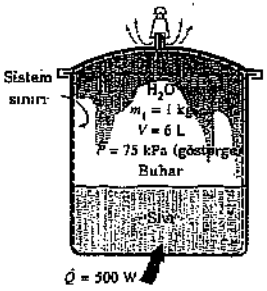
$$u_2 = u_1 - w_s = u_g + P_g v_g = h_g$$

bulunur. Sistemin ilk hali borudaki buharın halidir. Bu sonuç, düzgün akışlı, dengeli açık sistem modeliyle elde edilen sonucun aynıdır. Tekrar edersek, sıcaklık artışı akış enerjisi veya akış işinden kaynaklanmaktadır. Akış işi buharı kaba itmek için yapılan iştir.

ÖRNEK 4-11

Düdüklü tencere, içindeki basınç ve sıcaklığın normal tencerelere oranla daha yüksek olduğu bir basınçlı kaptır. Sıcaklığın daha yüksek olması nedeniyle yemekler daha çabuk pişer. Tencerenin içindeki basınç, kapaktaki bir basınç düzenleyici tarafından sabit tutulur. Basınç düzenleyici tencere içinde oluşan buharı aralıklarla dışarı bırakarak basıncın sabit kalmasını sağlar.

Bir düdüklü tencerenin hacmi 6 L olup, 75 kPa gösterge basıncında çalışmaktadır. Başlangıçta, tencerenin içinde 1 kg su bulunmaktadır. Çalışma basıncına ulaştıktan sonra tencereye ocaktan yarım saat süreyle 500 W ısı geçişi olmaktadır. Atmosfer basıncının 100 kPa olduğunu kabul edin. (a) Pişirmenin gerçekleştiği sıcaklığı, (b) pişirme sonunda tencerede kalan su kütlesini hesaplayın.



ŞEKİL 4-56
Örnek 4-11'in genel çizimi.

Çözüm Şekil 4-56'da görüldüğü gibi, tencerenin içi kontrol hacmi olarak alınacaktır. Pişirme işlemi sırasında tencere içinde bir değişim olmaktadır, örneğin su kütlesinin azaldığı açıkça görülmektedir, bu nedenle kontrol hacmini sürekli akışlı bir sistem olarak alamayız. Fakat kontrol hacminden çıkan buharın hali (tencere çalışma basıncında doymuş buhar) pişirme süresi boyunca sabit kalmaktadır. Ayrıca herhangi bir anda tencere içindeki özeliklerin her noktada aynı olduğu kabul edilebilir. Bu nedenle sistemi düzgün akışlı, dengeli bir açık sistem olarak çözümleyebiliriz.

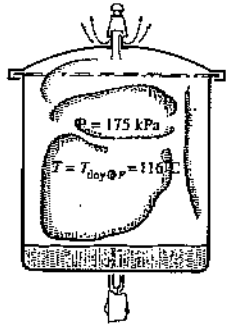
(a) Tencere içindeki mutlak basınç, atmosfer basıncına gösterge basıncı eklenerek bulunur:

$$P_{\text{mutlak}} = P_{\text{gös}} + P_{\text{atm}} = 75\ \text{kPa} + 100\ \text{kPa} = 175\ \text{kPa}$$

Pişirme süresince tencere içinde doymuş sıvı buhar karışımı vardır (Şekil 4-57), bu nedenle doyma sıcaklığı, çalışma basıncına karşı gelen doyma sıcaklığıdır. Tablo A-5'den bu sıcaklık,

$$T = T_{\text{doyma @ 175 kPa}} = 116.06\ ^\circ\text{C}$$

olarak bulunur. Bu sıcaklık normal pişirme sıcaklığından 16 °C daha yüksektir.



ŞEKİL 4-57
Düdüklü tencerede sıvı bulunduğu sürece, doyma koşulları geçerlidir ve sıcaklık doyma sıcaklığında kalır.

(b) İncelenen bir çıkışlı, düzgün akışlı, dengeli açık sistem için kütlenin korunumu denklemi basitleştirilebilir:

$$\sum \cancel{m_g}^{\,0} - \sum m_ç = \left(m_2 - m_1\right)_{\text{KH}}$$

$$m_ç = \left(m_1 - m_2\right)_{\text{KH}}$$

Sözlü anlatımla, tencereden çıkan buhar kütlesi, ilk ve son hallerde tencerede bulunan buhar kütleleri arasındaki farka eşittir.

Bu problemde mil, elektrik veya sınır işi yoktur, bu nedenle iş terimi sıfırdır ($W=0$), kinetik ve potansiyel enerji değişimleri de ihmal edilebilir. Bu durumda enerjinin korunumu denklemi (4-38 numaralı denklem) aşağıdaki şekli alır:

$$Q - \cancel{W}^{0} = \sum m_ç h_ç - \sum m_g \cancel{h_g}^{0} + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{KH}$$

$$Q = m_ç h_ç + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{KH}$$

$$= (m_1 - m_2) h_ç + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{KH}$$

İlk ve son haller arasındaki ısı geçişi

$$Q = \dot{Q}\,\Delta t = (0.5\ \text{kJ/s})\,(30 \times 60\ \text{s}) = 900\ \text{kJ}$$

olarak hesaplanır. Buhar tencereden 175 kPa basınçta doymuş buhar olarak çıkmaktadır (Şekil 4-58), entalpi Tablo A-5'ten okunur:

$$h_ç = h_{g,\,@\,175\,\text{kPa}} = 2700.6\ \text{kJ/kg}$$

İlk haldeki iç enerji, kuruluk derecesi belirlendikten sonra bulunur:

$$v_1 = \frac{V}{m_1} = \frac{0.006\ \text{m}^3}{1\ \text{kg}} = 0.006\ \text{m}^3/\text{kg}$$

$$x_1 = \frac{v_1 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.006 - 0.001}{1.004 - 0.001} = 0.005$$

Böylece, $u_1 = u_f + x_1 u_{fg} = 486.8 + (0.005)\,(2038.1)\ \text{kJ/kg} = 497.0\ \text{kJ/kg}$

ve $U_1 = m_1 u_1 = (1\text{kg})\,(497\ \text{kJ/kg}) = 497\ \text{kJ}$

olarak hesaplanır. Son halde *sistemin* kütlesi, $m_2 = V/v_2$ olmaktadır. Bu bağıntıyı enerji denkleminde yerine koyarsak,

$$Q = \left(m_1 - \frac{V}{v_2}\right) h_e + \left(\frac{V}{v_2} u_2 - m_1 u_1\right)$$

elde edilir. Bu denklemde iki bilinmeyen vardır: u_2 ve v_2. Çözüm elde edebilmek için u_2 ile v_2 arasında bir ilişki bulmak gerekir. Son halde tencere içinde bir miktar su bulunduğu bilinmektedir. Bu nedenle son hal doymuş sıvı buhar karışımıdır. u_2 ve v_2 aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$v_2 = v_f + x_2 v_{fg} = 0.001 + x_2\,(1.004 - 0.001)\ \text{m}^3/\text{kg}$$

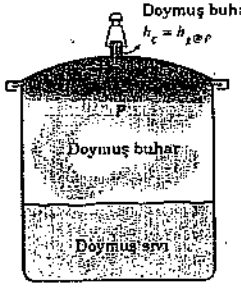
$$u_2 = u_f + x_2 u_{fg} = 486.8 + x_2\,(2038.1)\ \text{kJ/kg}$$

Dikkat edilirse sabit basınçta kaynama sırasında her iki fazın özelikleri sabit kalmakta, sadece kütleler değişmektedir. Yukarıdaki bağıntılar enerji denkleminde yerine konduğu zaman, bilinmeyen olarak sadece x_2 kalmaktadır. Bu işlemler yapılırsa,

$$x_2 = 0.009$$

bulunur. Böylece

$$v_2 = 0.001 + (0.009)\,(1.004 - 0.0001)\ \text{m}^3/\text{kg} = 0.010\ \text{m}^3/\text{kg}$$



ŞEKİL 4-58
Düdüklü tencereden çıkan buharın entalpisi çalışma basıncında doymuş buharın entalpisidir ($h_{g@P}$).

ve $$m_2 = \frac{V}{v_2} = \frac{0.006\ \text{m}^3}{0.01\ \text{m}^3/\text{kg}} = 0.6\ \text{kg}$$

elde edilir. Görüldüğü gibi, yarım saat geçtikten sonra düdüklü tencerede 0.6 kg su (sıvı + buhar) kalmaktadır.

ÖRNEK 4-12

1 m^3 hacmi olan sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 300 kPa basınç ve 300 K sıcaklıkta hava vardır. Daha sonra kabın üzerinde bulunan bir vana açılmakta ve havanın yavaşça dışarı akması sağlanmaktadır. Hava akışı, kap içindeki basınç, atmosfer basıncı olan 100 kPa'e eşit oluncaya kadar sürmektedir. Kap içindeki havanın, $Pv^{1.2}$ = sabit şeklinde politropik bir hal değişiminden geçtiği gözlenmektedir. Bu işlem sırasında ısı geçişini, (*a*) düzgün akışlı, dengeli açık sistem modeliyle, (*b*) bu modeli kullanmadan hesaplayın.

Çözüm Kabın içindeki bölgenin kontrol hacmi olarak seçileceği açıktır. Kontrol hacminin sınırları Şekil 4-59'da gösterilmiştir. Zamanla değişen bir açık sistem söz konusudur, çünkü kontrol hacmi içindeki havanın özelikleri zamanla değişmektedir. Verilen koşullarda hava, mükemmel bir gaz olarak alınabilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığında sıcaklığı yüksek ve basıncı düşüktür (havanın ana bileşeni azot için, $T_{cr} = -147\ ^\circ\text{C}$ ve $P_{cr} = 3390$ kPa).

Kontrol hacmine kütle girişi yoktur ($m_g = 0$). Zamanla değişen bu bir çıkışlı açık sistem için, kütlenin korunumu aşağıdaki basit biçime dönüşür:

$$\sum \cancel{m_g}^{0} - \sum m_ç = (m_2 - m_1)_{KH}$$

$$m_ç = (m_1 - m_2)_{KH}$$

Mükemmel gaz hal denklemini ($Pv = RT$) kullanarak politropik hal değişimi bağıntısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$T P^{(1-n)/n} = C = \text{sabit} \qquad \text{veya} \qquad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}$$

Böylece kap içindeki havanın son haldeki sıcaklığı,

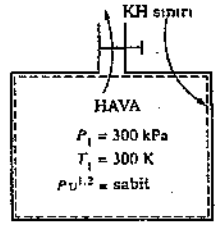
$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} = (300\ \text{K})\left(\frac{100\ \text{kPa}}{300\ \text{kPa}}\right)^{(1.2-1)/1.2} = 249.8\ \text{K}$$

olarak hesaplanır. İlk ve son hallerde kap içindeki havanın kütlesi, mükemmel gaz hal denklemini kullanarak bulunur:

$$m_1 = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{(300\ \text{kPa})\left(1\ \text{m}^3\right)}{\left[0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})\right](300\ \text{K})} = 3.484\ \text{kg}$$

$$m_2 = \frac{P_2 V_2}{R T_2} = \frac{(100\ \text{kPa})\left(1\ \text{m}^3\right)}{\left[0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})\right](249.8\ \text{K})} = 1.395\ \text{kg}$$

ve $$m_ç = (m_1 - m_2)_{KH} = (3.484 - 1.395)\,\text{kg} = 2.089\ \text{kg}$$



ŞEKİL 4-59
Örnek 4-12'nin genel çizimi.

(*a*) Düzgün akışlı, dengeli açık sistem çözümlemesinde, kontrol hacminin hali herhangi bir anda her noktada aynıdır. Ayrıca kontrol hacminden çıkan kütlenin özelikleri de zaman içinde sabittir. İkinci kabulün ele aldığımız örnekte sağlanmadığı açıkça görülmektedir, çünkü kontrol hacminden çıkan hava başlangıçta 300 kPa basınç ve 300 K sıcaklıktayken sonda 100 kPa basınç ve 249.8 K sıcaklıkta olmaktadır. Fakat düzgün akışlı dengeli açık sistem çözümlemesinin sağladığı kolaylıktan yararlanmak için, havanın kaptan sabit bir ortalama sıcaklıkta, başka bir deyişle, (300 + 249.8)/2 ≅ 274.9 K sıcaklıkta çıktığı kabul edilebilir. Bu kabülden kaynaklanan hata çözümün (*b*) şıkkında ele alınacaktır.

Kontrol hacminin herhangi bir iş etkileşimi yoktur ($W = 0$). Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilir ($\Delta ke \cong 0$, $\Delta pe \cong 0$). Bu bir çıkışlı, düzgün akışlı, dengeli açık sistem için enerjinin korunumu denklemi yukarıdaki kabuller ışığında şöyle yazılabilir:

$$Q - \cancel{W}^{0} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \cancel{m_g h_g}^{0} + (m_2u_2 - m_1u_1)_{KH}$$

$$Q = m_ç h_ç + (m_2u_2 - m_1u_1)_{KH}$$

Özelikler Tablo A-17'den okunur:

$$u_1 = u_{@\ 300K} = 214.07 \text{ kJ/kg}$$

$$u_2 = u_{@\ 249.8K} = 178.14 \text{ kJ/kg}$$

$$h_ç \cong h_{@\ T_{ort}} = h_{@\ 274.9K} = 275.02 \text{ kJ/kg}$$

Bu değerler, enerji denkleminde yerine konursa,

$$Q = (2.089 \text{ kg})(275.02 \text{ kJ/kg}) + (1.395 \text{ kg})(178.14 \text{ kJ/kg}) - (3.484 \text{ kg})(214.07 \text{ kJ/kg})$$

$$= (574.5 + 248.5 - 745.8) \text{ kJ} = 77.2 \text{ kJ}$$

elde edilir. Böylece, çevreden kontrol hacmine 77.2 kJ ısı geçmektedir. Dikkat edilirse, kap içindeki havanın sıcaklığı bu işlem sırasında –23 °C'ye düşmektedir. Bu da oda sıcaklığında sıkıştırılmış havanın, soğutma amacıyla kullanılabileceğini düşündürmektedir.

(*b*) Şimdi de aynı problemi düzgün akışlı dengeli açık sistemin çözümlemeyi kolaylaştırıcı kabullerini yapmadan ele alacağız. Başka bir deyişle, kaptan çıkan havanın sabit ortalama bir sıcaklıkta olduğu kabulünü yapmayacağız. Çözümde tek değişiklik kontrol hacminden çıkan enerjinin (Θ) hesaplanmasında olacaktır. Bu durumda $\Theta_ç$ integral alarak hesaplanacaktır.

$$\Theta_ç = \int_{m_ç} \left(h_ç + \cancel{\frac{V_ç^2}{2}}^{0} + g\cancel{z_ç}^{0} \right) \delta m_ç = \int_{m_ç} h_ç\, \delta m_ç = \int_{m_ç} C_p T_ç\, \delta m_ç$$

Bu denklemin $h_ç$ sabit olduğu zaman $\Theta_ç = h_ç m_ç$ şekline dönüşeceği not edilmelidir. İntegrali alabilmek için $T_ç$ ile $\delta m_ç$ arasında bir bağıntı bulmak gerekir.

Kontrol hacminden çıkan diferansiyel kütle $\delta m_ç$, kontrol hacmindeki kütle değişimine eşit fakat ters işaretlidir:

$$m_{KH} = \frac{PV}{RT} \rightarrow dm_{KH} = \frac{V}{R}\left(\frac{dP}{T} - \frac{P\,dT}{T^2} \right) = -\delta m_ç \qquad (V = \text{sabit})$$

Bu sonuç yukarıdaki bağıntıda yerine konursa,

$$\Theta_ç = \int_1^2 C_p T \frac{V}{R}\left(\frac{P\,dT}{T^2} - \frac{dP}{T} \right) = \int_1^2 \frac{kV}{k-1}\left(\frac{P\,dT}{T} - dP \right)$$

elde edilir. Burada $C_p/R = k/(k-1)$ bağıntısından yararlanılmıştır. k özgül ısıların oranı olup, herhangi bir anda, kaptan çıkan havanın sıcaklığı $T_ç$, kap içindeki havanın sıcaklığı T'ye eşit alınmıştır.

Havanın özgül ısısı bu hal değişimi sırasında hemen hemen sabit kalmaktadır (300 K'de 1.400'den 250 K'de 1.401'e değişmektedir); bu bakımdan, sabit olan hacim V ile birlikte integral dışına çıkarılabilir:

$$\Theta_ç = \frac{kV}{k-1}\left(\int_1^2 \frac{P\,dT}{T} - \int_1^2 dP \right)$$

İkinci integral kolaylıkla hesaplanabilir ve $P_2 - P_1$'e eşittir. Birinci integralde ise basınç P, politropik hal değişimi bağıntısını ($TP^{(1-n)/n} = \text{sabit}$) kullanarak, sıcaklık, T ile ifade edilebilir. Bu işlem yapılırsa integral kolaylıkla bulunabilir ve $(P_2 - P_1)(n-1)/n$ sonucunu verir. Bu sonuçlar kullanılarak

$$\Theta_ç = \frac{kV(P_1 - P_2)}{(k-1)n}$$

elde edilir. Sayısal değerler yerine konursa,

$$\Theta_ç = \frac{1.4(1 \text{ m}^3)[(300 - 100) \text{ kPa}]}{(1.4 - 1)(1.2)}\left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) = 583.3 \text{ kJ}$$

bulunur. Bu sonuç ortalama sıcaklıkta sabit entalpi kabulü yapılarak bulunan sonuçtan (574.5 kJ) sadece yüzde 1.5 farklıdır. Birçok zamanla değişen açık sistem için bu mertebe yaklaşık aynıdır. Bu bakımdan, düzgün akışlı açık sistem çözümlemesi mühendislik problemlerinde güvenle kullanılabilir. Bu özellikle, kontrol hacminin ilk ve son halleri birbirine yakınsa geçerlidir. Bu yolla ısı geçişi

$$Q = (583.3 + 248.5 - 745.8) \text{ kJ} = 86.0 \text{ kJ}$$

olarak bulunur.

4-5 ■ ÖZET

Bu bölümde *kontrol hacimleri* (*açık sistemler*) için kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu ilkeleri incelendi. Kütle, kendisiyle birlikte enerji taşır, bu nedenle bir kontrol hacminin enerjisi, kütle giriş veya çıkışıyla değişir.

Bir kesitten birim zamanda geçen kütleye *kütle debisi* adı verilir. Kütle debisi aşağıdaki bağıntıyla ifade edilir:

$$\dot{m} = \rho V_{ort} A \qquad (\text{kg/s}) \qquad (4\text{-}5)$$

burada, ρ = yoğunluk, kg/m^3 ($= 1/v$)

V_{ort} = kesit alanı A'ya dik ortalama akışkan hızı, m/s

A = kesit alanı, m^2'dir.

Bir kesitten birim zamanda geçen akışkan hacmine *hacimsel debi* $\dot{V}$ adı verilir ve

$$\dot{V} = \int_A \mathbf{V}_n \, dA = \mathbf{V}_{ort} A \qquad (\mathrm{m^3/s}) \qquad (4\text{-}6)$$

bağıntısıyla ifade edilir. Kütle debisiyle hacimsel debi arasında şu bağıntı yazılabilir:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \frac{\dot{V}}{v}$$

Termodinamik çözümlemeye konu olan açık sistemler genellikle iki kümeye ayrılır. Bunlar sürekli akışlı açık sistemler ve zamanla değişen açık sistemlerdir. *Sürekli akışlı açık sistemlerde*, akışkanın kontrol hacminde sürekli bir akışı söz konusudur. Kontrol hacmindeki herhangi bir noktada akışkan özelikleri zamana göre değişmez. Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacminin kütlesi ve toplam enerjisi sabittir. Sürekli akışlı açık sistemler için kütlenin ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıda gösterildiği gibidir:

$$\sum m_g = \sum m_ç \qquad (\mathrm{kg/s}) \qquad (4\text{-}14)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \underbrace{m_ç \left(h_ç + \frac{\mathbf{V}_ç^2}{2} + g z_ç \right)}_{\text{her çıkış için}} - \sum \underbrace{m_g \left(h_g + \frac{\mathbf{V}_g^2}{2} + g z_g \right)}_{\text{her giriş için}} \qquad (\mathrm{kW}) \qquad (4\text{-}19)$$

Burada *g* indisi girişi, ç indisi de çıkışı simgelemektedir. Yukarıda verilen denklemler sürekli akışlı açık sistemler için en genel bağıntılardır. Türbin, kompresör, lüle, yayıcı, pompa gibi bir giriş ve bir çıkışlı sistemler için bu bağıntılar basitleştirilebilir:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \qquad (\mathrm{kg/s}) \qquad (4\text{-}15)$$

veya

$$\frac{1}{v_1} \mathbf{V}_1 A_1 = \frac{1}{v_2} \mathbf{V}_2 A_2 \qquad (4\text{-}17)$$

ve

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \qquad (\mathrm{kW}) \qquad (4\text{-}20)$$

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \qquad (\mathrm{kJ/kg}) \qquad (4\text{-}22)$$

veya

$$q - w = \Delta h + \Delta \mathrm{ke} + \Delta \mathrm{pe} \qquad (\mathrm{kJ/kg}) \qquad (4\text{-}23)$$

Burada, $q = \dfrac{\dot{Q}}{\dot{m}}$ (birim kütle için ısı geçişi, kJ/kg) (4-24)

ve $w = \dfrac{\dot{W}}{\dot{m}}$ (birim kütle için yapılan iş, kJ/kg) (4-25)

olmaktadır. Yukarıdaki denklemlerde 1 ve 2 indisleri sırasıyla giriş ve çıkış hallerini göstermektedir.

Sürekli akışlı açık sistem modeli, lüle, yayıcı, türbin, kompresör, fan, pompa, boru, kısılma vanası, karışma odası ve ısı değiştiricilerinde akışı çözümlemek için kullanılır.

Zamanla değişen açık sistem için kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$\sum m_g - \sum m_ç = (m_2 - m_1)_{\mathrm{KH}} \qquad (\mathrm{kg}) \qquad (4\text{-}29)$$

$$Q - W = \sum \int_{m_ç} \left(h_ç + \frac{\mathbf{V}_ç^2}{2} + g z_ç \right) \delta m_ç - \sum \int_{m_g} \left(h_g + \frac{\mathbf{V}_g^2}{2} + g z_g \right) \delta m_g + \Delta E_{\mathrm{KH}} \qquad (4\text{-}35)$$

Yukarıda yer alan denklemlerde *g*, ç, 1 ve 2 indisleri sırasıyla kontrol hacminin giriş, çıkış, ilk ve son hallerini göstermektedir.

4-29 numaralı denklemde bir veya birkaç terim genellikle sıfır olur. Örneğin, kontrol hacmine giren kütle yoksa $m_g = 0$'dır. Kontrol hacminden çıkan kütle yoksa $m_ç = 0$, kontrol hacmi başlangıçta boşsa $m_1 = 0$ olur.

Zamanla değişen açık sistemlerin çözümlemesi, 4-35 numaralı denklemde yer alan integraller nedeniyle zordur. Bununla birlikte, bazı zamanla değişen açık sistemler, *düzgün akışlı dengeli açık sistem* kabulleriyle incelenebilir. Düzgün akışlı dengeli bir açık sistemde, kontrol hacminin hali zamanla değişebilir, fakat herhangi bir anda kontrol hacminin her noktasında kütlenin hali aynıdır. Ayrıca kontrol hacmine giren ve çıkan akışların halleri de akış süresince değişmez. Düzgün akışlı dengeli açık sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıda gösterildiği gibidir:

$$Q - W = \sum m_ç \left(h_ç + \frac{\mathbf{V}_ç^2}{2} + g z_ç \right) - \sum m_g \left(h_g + \frac{\mathbf{V}_g^2}{2} + g z_g \right) + (m_2 e_2 - m_1 e_1)_{\mathrm{KH}} \qquad (4\text{-}37)$$

Kontrol hacmiyle giren ve çıkan akışların kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse,

$$Q - W = \sum m_ç h_ç - \sum m_g h_g + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{\mathrm{KH}} \qquad (\mathrm{kJ}) \qquad (4\text{-}38)$$

olur.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, 1988.

2 W. Z. Black ve J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, New York, 1985

3 J. R. Howell ve R. O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, McGraw-Hill, New York, 1987.

4 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Basım, Wiley, New York, 1986.

5 W. C. Reynolds ve H. C. Perkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Basım, McGraw-Hill, New York, 1977.

6 G. J. Van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Basım, Wiley, New York, 1985.

7 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Baskı, McGraw-Hill, New York, 1988.

PROBLEMLER

Genel Kontrol Hacmi Çözümlemesi

4-1K Kontrol hacmi için kütlenin korunumu ilkesini sözlü olarak açıklayın.

4-2K Kütle debisini ve hacimsel debiyi tanımlayın. İkisi arasındaki farkı belirtin.

4-3K Kontrol hacmi için enerjinin korunumu ilkesini sözlü olarak açıklayın.

4-4K Bir kontrol hacmine veya bir kontrol hacminden enerji geçişi hangi yollarla olabilir?

4-5K Akış enerjisi nedir? Durgun akışkanların akış enerjisi var mıdır?

4-6K Akışkanların durgun halde ve akış halinde enerjileri arasında ne fark vardır? Her biriyle özel olarak ilgili enerji biçimleri nelerdir?

4-7K Iık bir odayı ele alın. Dışarıdan soğuk hava sızması sonucunda oda sıcaklığı biraz düşmektedir. Bu süre içinde dışarıya hava sızması olmamaktadır. Süre sonunda odanın enerjisi artmış mıdır, yoksa azalmış mıdır? Açıklayın.

Sürekli Akışlı Açık Sistemler

4-8K Bir kontrol hacmindeki akış ne zaman süreklidir?

4-9K Sürekli akışlı bir sistemin özellikleri nelerdir?

4-10K Sürekli akışlı bir sistemde sınır işi olabilir mi?

Lüleler ve Yayıcılar

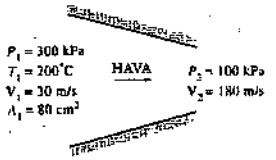
4-11K Yayıcı, akışkanı yavaşlatarak kinetik enerjisini azaltan adyabatik bir mekanik düzendir. *Kaybolan* kinetik enerjiye ne olur?

* Öğrencilerin kavram "K" sorularının tümünü yanıtlamaları önerilmektedir.

4-12K Bir akışkan, adyabatik lülede hızlanırken kinetik enerjisi artar. Bu enerji nereden sağlanır?

4-13K Lüle akışında, akışkandan çevreye veya çevreden akışkana ısı geçişi istenir mi? Isı geçişinin lüle çıkışındaki akışkan hızı üzerinde etkisi nedir?

4-14 Sürekli akışlı adyabatik bir lülede, hava lüleye 300 kPa basınç, 200 °C sıcaklık ve 30 m/s hızla girmekte, 100 kPa basınç ve 180 m/s hızla çıkmaktadır. Lülenin giriş kesit alanı 80 cm^2 'dir. (*a*) Lüleden akan havanın kütlesel debisini, (*b*) havanın lüleden çıkış sıcaklığını, (*c*) lülenin çıkış kesit alanını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 0.5304 kg/s, (*b*) 184.6 °C, (*c*) 38.7 cm^2



ŞEKİL P4-14

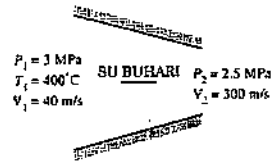
4-15 5 Mpa basınç ve 500 °C sıcaklıktaki su buharı bir lüleye 80 m/s hızla girmekte, 2 Mpa basınç ve 400 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Akış süreklidir. Lülenin giriş kesit alanı 50 cm^2 olup, çevreye 90 kJ/s ısı kaybı vardır. (*a*) Akışın kütle debisini, (*b*) Akışın çıkış hızını, (*c*) Lülenin çıkış kesit alanını hesaplayın.

4-16 Karbon dioksit sürekli akışlı bir adyabatik lüleye, 1 Mpa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmekte, 100 kPa basınç ve 450 m/s hızla çıkmaktadır. Akışın debisi 6000 kg/h olup, lülenin giriş kesit alanı 40 cm^2 'dir. Akışın (*a*) giriş hızını, (*b*) çıkış sıcaklığını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 60.8 m/s, (*b*) 685.8 K

4-17 Hava bir lüleye 360 kPa basınç, 77 °C sıcaklık ve 50 m/s hızla girmekte, 100 kPa basınç ve 320 m/s hızla çıkmaktadır. Akış süreklidir. Lüleden ısı kaybı 3.2 kJ/kg hava olarak tahmin edilmektedir. Lülenin giriş kesit alanı 100 cm^2 olduğuna göre, (*a*) havanın çıkış sıcaklığını, (*b*) lülenin çıkış kesit alanını bulun. *Çözüm:* (*a*) 24.2 °C, (*b*) 39.7 cm^2

4-18 Soğutucu akışkan 12, sürekli akışlı adyabatik bir lüleye 700 kPa basınç, 100 °C sıcaklık ve 20 m/s hızla girmekte, 300 kPa basınç ve 30 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. (*a*) Çıkış hızını, (*b*) giriş kesit alanının çıkış kesit alanına oranını (A_1/A_2) hesaplayın.

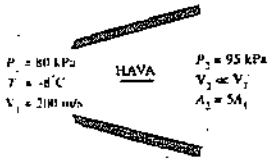
4-19 3 MPa basınç ve 400 °C sıcaklıktaki su buharı, sürekli akışlı, adyabatik bir lüleye 40 m/s hızla girmekte, 2.5 Mpa basınç ve 300 m/s hızla çıkmaktadır. (*a*) Çıkış sıcaklığını, (*b*) giriş kesit alanının çıkış kesit alanına oranını (A_1/A_2) hesaplayın.



ŞEKİL P4-19

4-20 Hava, giriş kesit alanının çıkış kesit alanına oranı 2:1 olan adyabatik bir lüleye 600 kPa basınç, 500 K sıcaklık ve 120 m/s hızla girmekte, 380 m/s hızla çıkmaktadır. Akışın sürekli olduğunu kabul ederek, (*a*) Havanın çıkış sıcaklığını, (*b*) havanın çıkış basıncını hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 436.5 K, (*b*) 330.8 kPa

4-21 80 kPa basınç ve 127 °C sıcaklıktaki hava sürekli akışlı adyabatik bir yayıcıya 6000 kg/h debiyle girmekte, 100 kPa basınçta çıkmaktadır. Hava akımının hızı yayıcıda 230 m/s' den 30 m/s' ye düşmektedir. (*a*) Havanın çıkış sıcaklığını, (*b*) yayıcının çıkış kesit alanını hesaplayın.



ŞEKİL P4-22

4-22 80 kPa basınç ve −8 °C sıcaklıktaki hava adyabatik bir yayıcıya 200 m/s hızla girmekte, 95 kPa basınçta düşük bir hızla çıkmaktadır. Akış süreklidir. Yayıcının çıkış kesit alanı, giriş kesit alanının 5 katıdır. Havanın (*a*) çıkış sıcaklığını, (*b*) çıkış hızını hesaplayın.

4-23 80 kPa basınç, 27 °C sıcaklıkta hava sürekli akışlı bir yayıcıya 2.5 kg/s debi ve 220 m/s hızla girmekte, 42 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Yayıcının çıkış kesit alanı 400 cm^2 'dir. Akış sırasında havadan çevreye 18 kJ/s ısı geçişi olmaktadır. Havanın (*a*) çıkış hızını, (*b*) çıkış basıncını hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 62.0 m/s, (*b*) 91.1 kPa

4-24 60 kPa basınç ve 7 °C sıcaklıkta azot sürekli akışlı adyabatik bir yayıcıya 200 m/s hızla girmekte, 85 kPa basınç ve 22 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. (*a*) Azotun çıkış hızını, (*b*) yayıcının giriş kesit alanının çıkış kesit alanına oranını (A_1/A_2) hesaplayın.

4-25 Soğutucu akışkan-12, sürekli akışlı bir yayıcıya 140 m/s hızla, 700 kPa basınçta doymuş buhar olarak girmekte, 800 kPa basınç ve 40 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Yayıcıdan geçerken soğutucu akışkan-12'ye çevreden 3 kJ/s ısı geçişi olmaktadır. Yayıcının çıkış kesit alanı giriş kesit alanından yüzde 80 daha büyük olduğuna göre, soğutucu akışkanın (*a*) çıkış hızını, (*b*) kütle debisini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 71.0 m/s, (*b*) 59.4 kg/s

Türbinler ve Kompresörler

4-26K Sürekli akışlı adyabatik bir türbin düşünün. Türbinin ürettiği işin, içinden geçen buharın enerjisindeki azalmaya eşit olması gerekir mi?

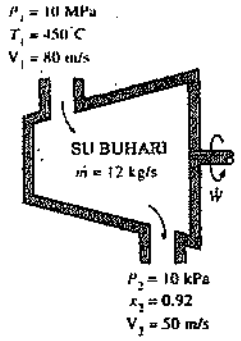
4-27K Sürekli akışlı bir buhar türbini düşünün. Türbin girişindeki ve çıkışındaki buhar sıcaklıkları eşit midir?

4-28K Sürekli akışlı bir hava kompresörü düşünün. Hava yoğunluğunun kompresör giriş ve çıkışında eşit olması beklenir mi?

4-29K Sürekli akışlı bir hava kompresörü düşünün. Kompresör giriş ve çıkışındaki hacimsel debileri karşılaştırın.

4-30K Hava bir adyabatik kompresörde sıkıştırılırken sıcaklığı artar mı? Neden?

4-31K Yaz aylarında bir evi serin tutmak için aşağıdaki sistem önerilmektedir. Dışarıdan alınacak hava sıkıştırıldıktan sonra, yeniden dış sıcaklığa soğutulacak ve bir türbinde basıncı düşürüldükten sonra eve verilecektir. Termodinamik açıdan, önerilen sistem mantıklı mıdır?



ŞEKİL P4-32

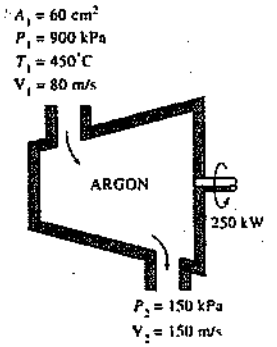
4-32 Su buharı sürekli akışlı adyabatik bir türbine 10 MPa basınç, 450 °C sıcaklık ve 80 m/s hızla girmekte, 10 kPa basınç ve yüzde 92 kuruluk derecesinde, 50 m/s hızla çıkmaktadır. Buharın kütle debisi 12 kg/s olduğuna göre, (*a*) akışın kinetik enerjisindeki değişimi, (*b*) türbinde üretilen gücü (*c*) türbin giriş kesit alanını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) −1.95 kJ/kg , (*b*) 10.2 MW, (*c*) 0.00446 m^2

4-33 Su buharı sürekli akışlı bir adyabatik türbine 10 MPa basınç ve 400 °C sıcaklıkta girmekte, 20 kPa basınç ve yüzde 90 kuruluk derecesiyle çıkmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal ederek, 5 MW güç üretilebilmesi için gerekli kütle debisini hesaplayın.
Çözüm: 6.919 kg/s

4-34 Su buharı sürekli akışlı bir türbine 8 MPa basınç, 450 °C sıcaklıkta, 25000 kg/h debi ile girmekte, 30 kPa basınçta, doymuş buhar olarak çıkmaktadır. Türbinde üretilen güç 4 MW olduğuna göre, çevreye olan ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm*: 491 kW

4-35 Su buharı sürekli akışlı adyabatik bir türbine 10 MPa basınç, 500 °C sıcaklıkta 3 kg/s debiyle girmekte ve 20 kPa basınçta çıkmaktadır. Türbinin ürettiği güç 2 MW olduğuna göre, buharın türbin çıkışındaki sıcaklığını bulun. Kinetik enerji değişimini ihmal edin.
Çözüm: 110.8 °C

4-36 Argon gazı sürekli akışlı adyabatik bir türbine 900 kPa basınç ve 450 °C sıcaklıkta, 80 m/s hızla girmekte, 150 kPa basınçta, 150 m/s hızla çıkmaktadır. Türbinin giriş kesit alanı 60 cm^2 'dir. Türbinin gücü 250 kW olduğuna göre argonun türbinden çıkış sıcaklığını hesaplayın.
Çözüm: 267 °C



ŞEKİL P4-36

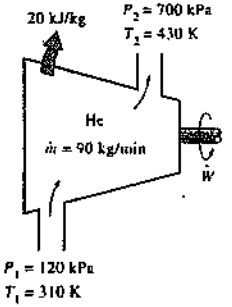
4-37 Hava sürekli akışlı adyabatik bir türbine 1 MPa basınç 500 °C sıcaklıkta, 120 m/s hızla girmekte, 150 kPa basınç ve 150 °C sıcaklıkta 250 m/s hızla çıkmaktadır. Türbinin giriş kesit alanı 80 cm^2 'dir. (*a*) Türbinden geçen havanın debisini, (*b*) türbinin ürettiği gücü hesaplayın.

4-38 Soğutucu akışkan-12, adyabatik bir kompresöre doymuş buhar olarak −20 °C sıcaklıkta girmekte ve 0.7 MPa basınca sıkıştırıldıktan sonra kompresörden 70 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Soğutucu akışkanın debisi 1.2 kg/s'dir. (*a*) Kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü, (*b*) soğutucu akışkanın kompresör girişindeki hacimsel debisini hesaplayın.

4-39 Hava, gaz türbinli bir elektrik santralının kompresörüne, 100 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta düşük bir hızla girmekte, 1 MPa basınç ve 347 °C sıcaklıkta, 90 m/s hızla çıkmaktadır. Kompresörde yapılan soğutma ile havadan dakikada 1500 kJ ısı geçişi olmaktadır. Kompresörü çalıştırmak için gerekli güç 250 kW'dır. Kompresörden geçen hava debisini kg/s olarak bulun. *Çözüm:* 0.680 kg/s

4-40 Hava sürekli akışlı bir kompresöre 100 kPa basınç, 22 °C sıcaklıkta girmekte ve 1 MPa basınca sıkıştırılmaktadır. Bu arada kompresör gövdesinde dolaşan suyla havadan 16 kJ/kg ısı çekilmektedir. Havanın girişteki hacimsel debisi 150 m^3/dakika ve kompresörü çalıştırmak için gerekli güç 500 kW'tır. (*a*) Kompresörden geçen havanın kütle debisini, (*b*) havanın kompresör çıkışındaki sıcaklığını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 2.95 kg/s, (*b*) 174 °C

4-41 Helyum sürekli akışlı bir kompresörde 120 kPa basınç ve 310 K sıcaklıktan, 700 kPa basınç ve 430 K sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma işlemi sırasında çevreye 20 kJ/kg ısı geçişi olmaktadır. Kinetik enerji değişimlerini ihmal edin. Helyum debisinin 90 kg/dakika olması durumunda, gerekli gücü hesaplayın.



ŞEKİL P4-41

4-42 Karbon dioksit sürekli akışlı adyabatik bir kompresöre 100 kPa basınç ve 300 K sıcaklıkta, 0.5 kg/s debiyle girmekte, 600 kPa basınç ve 450 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Kinetik enerji değişimlerini ihmal ederek, (*a*) kompresör girişinde karbon dioksitin hacimsel debisini, (*b*) kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 0.28 m^3/s, (*b*) 68.8 kW

Kısılma Vanaları

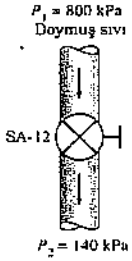
4-43K Kısılma vanalarına soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında neden gerek duyulur?

4-44K Kısılma işlemi sırasında, bir akışkanın sıcaklığı 30 °C' dan −20 °C'ye düşmektedir. Bu işlem adyabatik olarak gerçekleşebilir mi?

4-45K Sürekli akışlı bir kısılma işleminden geçen havanın sıcaklığının düşmesi beklenir mi?

4-46K Sürekli akışlı bir kısılma işleminden geçen sıvının sıcaklığının değişmesi beklenir mi? Nasıl?

4-47 Soğutucu akışkan-12, sürekli akışlı bir açık sistemde, 800 kPa basınçta doymuş sıvı halinden 140 kPa basınca kısılmaktadır. Akışkanın hal değişimi sırasında sıcaklığındaki düşmeyi ve çıkış halindeki özgül hacmini hesaplayın. *Çözüm:* 54.65 °C, 0.0375 m^3/kg



ŞEKİL 4-47

4-48 Soğutucu akışkan-12, sürekli akışlı bir açık sistemde, 800 kPa basınç, 25 °C sıcaklıktan, −20 °C sıcaklığa kısılmaktadır. Soğutucu akışkanın çıkış halindeki basıncını ve iç enerjisini hesaplayın.
Çözüm: 151 kPa, 55.3 kJ/kg

4-49 Su buharı iyice yalıtılmış bir vanayla sürekli akışta 8 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıktan, 6 MPa basınca kısılmaktadır. Su buharının çıkış sıcaklığını hesaplayın. *Çözüm:* 490.1 °C

4-50 2 MPa basınç ve 30 °C sıcaklıktaki hava sürekli akışlı açık bir sistemde 100 kPa basınca kısılmaktadır. Havanın çıkış sıcaklığını hesaplayın.

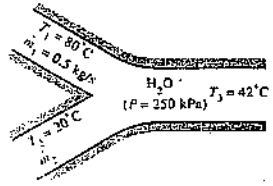
Karışma Odaları ve Isı Değiştiricileri

4-51K İki akış sürekli akışlı bir karışma odasına girmekte ve tek bir akış olarak çıkmaktadır. Çıkan akışın sıcaklığı giren her iki akışın sıcaklığından daha düşük olabilir mi ? Nasıl?

4-52K Sürekli akışlı bir karışma işlemi düşünün. Hangi koşullar altında, kontrol hacmine giren akışkanların içeri taşıdığı enerji, çıkan akışkanın taşıdığı enerjiye eşit olur?

4-53K İçinden iki akışın geçtiği sürekli akışlı bir ısı değiştiricisi düşünün. Hangi koşullar altında akışkanlardan birinin verdiği enerji diğerinin kazandığı enerjiye eşit olur?

4-54 0.5 kg/s debisinde ve 80 °C sıcaklıkta sıcak su ile 20 °C sıcaklıkta soğuk su, sürekli akışlı bir karışma odasında karıştırılmaktadır. Çıkan

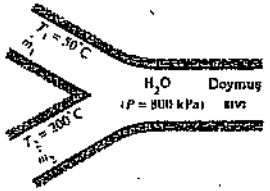


4-54

akışın 42 °C sıcaklıkta olması isteniyorsa, soğuk su akışının kütle debisi ne olmalıdır? Her üç akışın da 250 kPa basınçta olduklarını kabul edin. *Çözüm:* 0.864 kg/s

4-55 300 kPa basınç ve 20 °C sıcaklıktaki su, sürekli akışlı bir ısı değiştiricisinde, 300 kPa basınç ve 300 °C sıcaklıktaki kızgın buharla ısıtılmaktadır. Soğuk su akışının kütle debisi 1.8 kg/s, çıkan akışın sıcaklığı da 60 °C olduğuna göre, kızgın buharın kütle debisi ne olmalıdır? *Çözüm:* 0.107 kg/s

4-56 Buhar türbinine dayalı elektrik santrallerinde, ara kademede türbinden çekilen bir miktar buhar, kazan beşleme suyunu ısıtmak için kullanılır. Bu işlem, *besleme suyu ısıtıcısı* adı verilen bir ısı değiştiricisinde besleme suyuyla buharı karıştırarak yapılır. İşlem sabit basınçta gerçekleşir ve sürekli akışlı bir açık sistem olarak ele alınabilir. 800 kPa basınçta çalışan bir besleme suyu ısıtıcısı düşünülsün. 50 °C ve 800 kPa basınçtaki kazan besleme suyu, 200 °C sıcaklık ve 800 kPa basınçta kızgın su buharıyla ısıtılmaktadır. Çıkan akış 800 kPa basınçta doymuş sıvıdır. Giren akışların (besleme suyu ve su buharı) kütle debilerinin oranını hesaplayın. *Çözüm:* 4.14

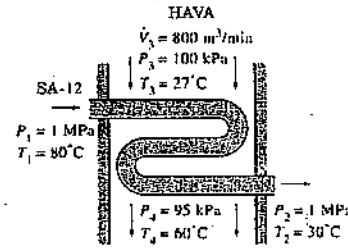


ŞEKİL P4-56

4-57 25 °C sıcaklık ve 300 kPa basınçta su, sürekli akışlı bir karışma odasında 300 kPa basınçta doymuş buharla karıştırılarak ısıtılmaktadır. Her iki akışta karışma odasına aynı kütle debisiyle giriyorsa, çıkan akışın sıcaklığını ve kuruluk derecesini bulun.

4-58 Biri 1MPa basınç ve 12 °C sıcaklıkta, diğeri 1 MPa basınç ve 60 °C sıcaklıkta iki soğutucu akışkan-12 akışı, sürekli akışlı bir karışma odasında biraraya gelmektedir. Soğuk akışkanın kütle debisi sıcak akışkanın kütle debisinin iki katı olduğuna göre, çıkan akışın sıcaklığını ve kuruluk derecesini bulun.

4-59 Boruda akan 1 MPa basınç ve 80 °C sıcaklıktaki soğutucu akışkan-12, bir yoğuşturucuda borular üzerinden geçirilen havayla 1 MPa basınç ve 30 °C sıcaklığa soğutulmaktadır. 800 m^3/dakika debisinde hava yoğuşturucuya 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta girmekte, 95 kPa basınç ve 60 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Soğutucu akışkanın kütle debisini hesaplayın. *Çözüm:* 183.1 kg/dakika



ŞEKİL P4-59

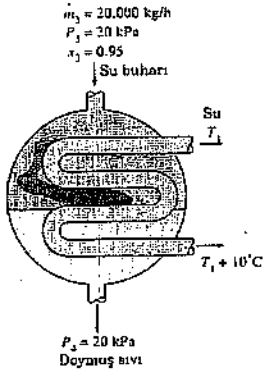
4-60 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıktaki hava, pencere tipi bir klima cihazının buharlaştırıcısına, dakikada 12 m^3 debiyle girmektedir. Buharlaştırıcıya 140 kPa basınç ve yüzde 30 kuruluk derecesiyle giren soğutucu akışkan-12 ise, aynı basınçta doymuş buhar olarak çıkmak-

tadır: Soğutucu akışkanın debisi dakikada 2 kg'dır. Her iki akış da süreklidir. (*a*) havanın çıkış sıcaklığını, (*b*) havadan soğutucu akışkana birim zamanda ısı geçişini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 10.8 °C, (*b*) 226.5 kJ/dakika

4-61 800 kPa basınç ve 70 °C sıcaklıktaki soğutucu akışkan-12, sürekli akışlı bir yoğuşturucuda suyla soğutulmaktadır. Soğutucu akışkanın debisi dakikada 8 kg, çıkış hali ise 800 kPa'de doymuş sıvıdır. Soğutma suyu, yoğuşturucuya 300 kPa basınç, 15 °C sıcaklıkta girmekte, aynı basınçta ve 30 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Soğutma suyunun kütle debisini hesaplayın. *Çözüm:* 20.5 kg/dakika

4-62 Buharlı bir ısıtma sisteminde hava, içinden su buharı akan boruların üzerinden geçirilerek ısıtılmaktadır. Her iki akış da sürekliidir. Su buharı ısı değiştiricisine 200 kPa basınç ve 200 °C sıcaklıkta, dakikada 8 kg debiyle girmekte, 180 kPa basınç ve 100 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Hava 100 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta girmekte, 47 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Havanın girişteki hacimsel debisini hesaplayın.
Çözüm: 758 m^3/dakika

4-63 20000 kg/h debisindeki su buharı, bir güç santralının yoğuşturucusuna 20 kPa basınç ve yüzde 95 kuruluk derecesi ile girmektedir. Yoğuşturucuda, boruların içinden akan nehir suyuna ısı geçişi olmaktadır. Isıl kirlenmeyi önlemek için nehir suyunun sıcaklık artışı 10 °C ile sınırlanmıştır. Suyun yoğuşturucu çıkışındaki hali, 20 kPa basınçta doymuş sıvı olduğuna göre, soğutma suyunun debisi ne olmalıdır?
Çözüm: 17866 kg/dakika



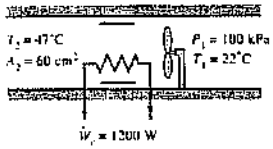
ŞEKİL P4-63

Boru ve Kanal Akışı

4-64 5 m × 6 m × 8 m boyutlarında bir odanın ısıtılması, oda içinde kısa bir kanala yerleştirilmiş olan elektrikli bir ısıtıcıyla yapılmaktadır. Başlangıçta oda 15 °C sıcaklık ve 98 kPa basınçtadır. Odadan dış ortama sürekli olarak 200 kJ/dakika ısı geçişi olmakta, 200 W gücünde bir fan oda havasını 50 kg/dakika debiyle sürekli olarak kanalın içinden dolaştırmaktadır. Kanalın adyabatik olduğu, odadan dışarıya veya çevreden odaya hava sızmadığı kabul edilebilir. Oda içindeki havanın 15 dakikada, ortalama 25 °C sıcaklığa gelmesi isteniyorsa, (*a*) elektrikli ısıtıcının gücü, (*b*) ısıtıcıdan her geçişte havanın sıcaklık artışı ne kadar olmalıdır?

4-65 Bir evin ısıtma sistemi, bir kanal içine yerleştirilmiş elektrikli ısıtıcı ve 300 W gücünde bir fandan oluşmaktadır. Hava kanalın içinden sürekli olarak 0.6 kg/s debiyle akmakta ve kanaldan geçerken sıcaklığı 5 °C artmaktadır. Kanaldan çevreye 400 W ısı geçişi olduğuna göre, elektrikli ısıtıcının gücünü hesaplayın. *Çözüm:* 3.12 kW

4-66 Saç kurutucusu, aslında içine elektrik direnç teli yerleştirilmiş bir kanaldır. Küçük bir fan havayı emerek elektrik telleri üzerinden akmasını ve ısınmasını sağlar. Hava, 1200 W gücündeki bir saç kurutucusuna, 100 kPa basınç ve 22 °C sıcaklıkta girmekte, 47 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Saç kurutucusunun çıkışındaki kesit alanı 60 cm^2 'dir. Fanın çektiği gücü ve kurutucu cidarlarından çevreye geçen ısıyı ihmal



ŞEKİL P4-66

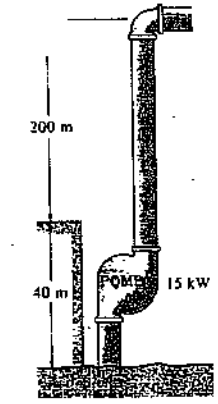
ederek, (*a*) havanın girişteki hacimsel debisini, (*b*) havanın çıkıştaki hızını hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.0404 m^3/kg , (*b*) 7.31 m/s

4-67 Bir ısıtma sisteminin hava kanalı ısıtılmamış bir bodrumdan geçmektedir. Çevreye olan ısı kayıpları nedeniyle kanaldaki havanın sıcaklığı 4 °C düşmektedir. Havanın kütle debisi 120 kg/dakika olduğuna göre, ısıtılmamış ortama geçen ısıyı hesaplayın.

4-68 Hava, bir iklimlendirme sisteminin kanalına 105 kPa basınç ve 12 °C sıcaklıkta, 12 m^3/dakika hacimsel debiyle girmektedir. Kanalın çapı 20 cm olup çevre ortamdan kanala 2 kJ/s ısı geçişi olmaktadır. (*a*) Kanal girişindeki hava hızını, (*b*) havanın çıkış sıcaklığını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 6.37 m/s, (*b*) 19.74 °C

4-69 Sabit çaplı, yalıtılmış bir boruda sürekli olarak akan su, 7 kW gücünde bir elektrikli ısıtıcıyla ısıtılmaktadır. Su, boruya 15 °C sıcaklıkta girmekte ve 70 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Suyun kütle debisini hesaplayın.

4-70 Su bir kuyudan 200 m yükseklikte bir yapının tepesine pompalanacaktır. Bu amaçla zeminde bulunan 15 kW gücünde bir pompa kullanılmaktadır. Kuyudaki suyun yüzeyi zeminden 40 m aşağıdadır. Isı geçişini ve sürtünmenin etkisini ihmal ederek, pompanın basabileceği en büyük su debisini hesaplayın.

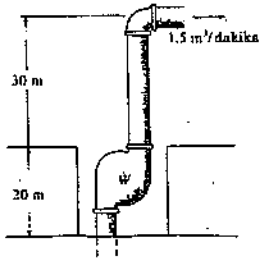


ŞEKİL P4-70

4-71 Su buharı giriş çapı D_1 = 12 cm olan yatay, uzun bir boruya, 1 MPa basınç ve 250 °C sıcaklıkta girmektedir. Su buharının akışı sürekli olup, girişteki hızı 2 m/s'dir. Daha ileride, çapın D_2 = 10 cm olduğu bir noktada su buharının basıncı 800 kPa sıcaklığı ise 200 °C olmaktadır. (*a*) Su buharının kütle debisini, (*b*) iki kesit arasında birim zamanda olan ısı geçişini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 0.0972 kg/s, (*b*) −10.04 kJ/s

4-72 5 kW gücünde bir pompa, bir gölden su çekmek için kullanılmaktadır. Pompanın çekiş borusu göl yüzeyinden 2 m derine inmekte olup su göl yüzeyinden 25 m yüksekliğe pompalanmaktadır. Pompalama işlemi sırasında, sürtünmeden dolayı suyun sıcaklığı 0.05 °C yükselmektedir. Akışın sürekli olduğunu gözönüne alın, ısı geçişiyle kinetik enerji değişimlerini ihmal ederek, suyun kütle debisini hesaplayın.
Çözüm: 11.0 kg/s

4-73 Bir kuyuda suyun yüzeyi zeminden 20 m aşağıdadır. Su sürekli bir akışla zeminden 30 m yüksekliğe pompalanacak olup suyun hacimsel debisinin 1.5 m^3/dakika olması istenmektedir. Isı geçişini, kinetik enerji değişimlerini ve sürtünmeyi ihmal ederek, pompayı çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın. *Çözüm:* 12.3 kW



ŞEKİL P4-73

Zamanla Değişen Açık Sistemler

4-74K Zamanla değişen açık sistemde kontrol hacmine giren kütlenin kontrol hacminden çıkan kütleye eşit olması gerekir mi? Giren ve çıkan enerji için de aynı sonuç geçerli midir?

4-75K Hangi koşullarda zamanla değişen açık sistem, düzgün akışlı, dengeli açık sistem kabul edilebilir?

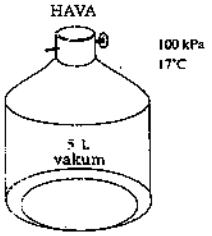
4-76K Düzgün akışlı, dengeli bir açık sistemde sınır işi olabilir mi?

4-77K Başlangıçta tümüyle boş olan sabit hacimli bir kabın vanası daha sonra açılmakta ve 30 °C sıcaklıkta çevre hava kabın içine dolmaktadır. Kabın içindeki basınç atmosfer basıncına eriştiği zaman, içerideki havanın sıcaklığının 150 °C olduğu görülmektedir. Havanın sıcaklığının neden yükseldiğini açıklayın.

4-78K İçinde 500 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta soğutucu akışkan-12 bulunan bir kutuya küçük bir delik delinip soğutucu akışkanın dışarı akması sağlanırsa, kutunun dışında bir tabaka buz oluştuğunu görürsünüz. Bunun nedenini açıklayın.

4-79K Yüksek basınçta hava içeren yalıtılmış bir tüpün vanası açılıp havanın dışarı çıkması sağlanmaktadır. Tüp içindeki havanın sıcaklığı değişir mi? Nasıl?

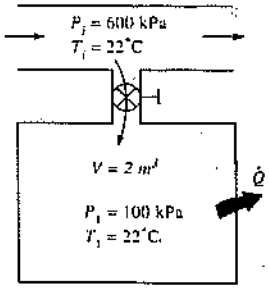
Doldurma İşlemleri



ŞEKİL P4-80

4-80 100 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıkta olan bir çevrede bulunan 5 L hacminde içi boş (vakum) sabit hacimli bir şişe düşünün (Şekil P4-80). Şişenin boynunda bulunan bir vana açılmakta ve çevre havanın içeri dolması sağlanmaktadır. Şişe içindeki hava, ısı geçişi sonucu bir süre sonra çevreyle ısıl dengeye ulaşmaktadır. Vana da bu süre içinde açık kalmakta ve mekanik denge oluşmaktadır. Bu doldurma işlemi sırasında şişeyle çevre arasında olan ısı geçişini hesaplayın.
Çözüm: −0.5 kJ

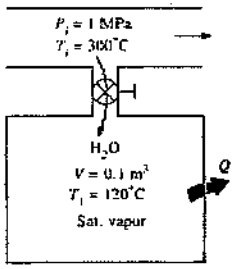
4-81 Sabit hacimli yalıtılmış bir kap başlangıçta tümüyle boştur. Daha sonra bir vana açılarak, 95 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıktaki çevre havanın kaba girmesi sağlanmaktadır. Kap içindeki basınç 95 kPa olduğu zaman vana kapatılmaktadır. Kap içindeki havanın son haldeki sıcaklığını hesaplayın. Özgül ısıların sabit olduğunu kabul edin.
Çözüm: 406 K



ŞEKİL P4-82

4-82 2 m^3 hacminde, sabit hacimli bir kapta başlangıçta 100 kPa basınç ve 22 °C sıcaklıkta hava bulunmaktadır. Kap bir vana aracılığıyla sıkıştırılmış hava dağıtım hattına bağlanmıştır. Dağıtım hattında hava, 600 kPa basınç ve 22 °C sıcaklıkta akmaktadır. Daha sonra vana açılmakta, dağıtım hattından kaba hava akmaktadır. Kaptaki basınç, hat basıncına eşit olduğunda vana kapatılmaktadır. Kaba yerleştirilen bir termometre son halde kap içindeki hava sıcaklığını 77 °C olarak göstermektedir. (*a*) Kaba giren hava kütlesini, (*b*) Isı geçişini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 9.58 kg, (*b*) −339.4 kJ

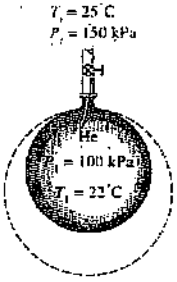
4-83 0.2 m^3 hacminde, sabit hacimli bir kap başlangıçta, 8 °C sıcaklıkta soğutucu akışkan-12 içermektedir. Başlangıçta toplam kütlenin yüzde 60'ı buhar, geri kalanı ise sıvı fazındadır. Kap bir vana aracılığıyla, içinden 1 MPa basınç ve 120 °C sıcaklıkta soğutucu akışkan-12'nin sürekli olarak aktığı bir boruya bağlanmıştır. Daha sonra vana biraz açılmakta ve soğutucu akışkan yavaş yavaş kaba dolmaktadır. Basınç 800 kPa olduğunda kaptaki tüm soğutucu akışkan buhar fazında olmakta ve vana bu noktada kapatılmaktadır. (*a*) Kap içindeki son sıcaklığı, (*b*) kaba giren soğutucu akışkan kütlesini, (*c*) sistemle çevresi arasındaki ısı geçişini hesaplayın.



ŞEKİL P4-84

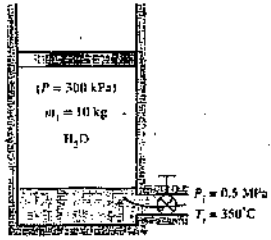
4-84 0.1 m^3 hacminde, sabit hacimli bir kapta başlangıçta 120 °C sıcaklıkta doymuş su buharı bulunmaktadır. Kap bir vana aracılığıyla, içinden 1 MPa basınç ve 300 °C sıcaklıkta su buharı akan bir boruya bağlanmıştır. Daha sonra vana açılmakta ve kaba buhar girmektedir. Bu sırada çevreye olan ısı geçişi nedeniyle, kaptaki buharın sıcaklığı 120 °C olarak sabit kalmaktadır. Kabın hacminin yarısını sıvı fazının kapladığı gözlendiğinde vana kapatılmaktadır. (*a*) Kaptaki son basıncı, (*b*) kaba giren buhar kütlesini, (*c*) çevreye olan ısı geçişini hesaplayın.

4-85 Bir uçan balonda başlangıçta 100 kPa basınç ve 22 °C sıcaklıkta 65 m^3 helyum gazı bulunmaktadır. Balon bir vana aracılığıyla içinde 150 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta helyum gazı bulunan büyük bir depoya bağlanmıştır. Daha sonra vana açılmakta ve balona basınçlar eşitleninceye kadar helyum gazı dolmaktadır. Balon öyle bir malzemeden yapılmıştır ki, hacmi basınçla doğru orantılı olarak değişmektedir. Doldurma işlemi sırasında ısı geçişinin olmadığını gözönüne alarak balon içindeki son sıcaklığı hesaplayın. *Çözüm:* 320.2 K



ŞEKİL P4-85

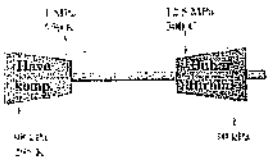
4-86 Dikey bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 °C sıcaklıkta 0.01 m^3 su buharı bulunmaktadır. Sürtünmesiz pistonun kütlesi, silindir içindeki basıncın 500 kPa olmasını sağlayacak büyüklüktedir. Silindir ayrıca bir vana aracılığıyla içinden 1 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta su buharı akan bir boruya bağlanmıştır. Daha sonra vana açılmakta ve silindire, hacim başlangıçtakinin iki katı oluncaya kadar su buharı akmaktadır. Bu noktada vana kapatılmaktadır. Çevreye olan ısı geçişini ihmal ederek, (*a*) silindirdeki buharın son haldeki sıcaklığını, (*b*) silindire giren buhar kütlesini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 262.6 °C, (*b*) 0.0176 kg



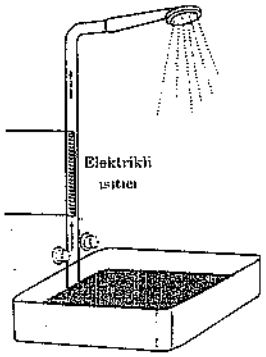
ŞEKİL P4-87

4-87 Yalıtılmış, dikey bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 10 kg su bulunmaktadır. Suyun 8 kg'lık bölümü buhar fazındadır. Sürtünmesiz pistonun kütlesi, silindir içindeki basıncın 300 kPa olmasını sağlayacak büyüklüktedir. Silindir ayrıca bir vana aracılığıyla içinden 0.5 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta su buharı akan bir boruya bağlanmıştır. Daha sonra vana açılmakta ve silindirdeki tüm sıvı buharlaşıncaya kadar borudan silindire buhar girmektedir. Bu noktada vana kapatılmaktadır. (*a*) Silindir içindeki son haldeki sıcaklığı, (*b*) kaba giren buhar kütlesini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 133.6 °C, (*b*) 9.78 kg

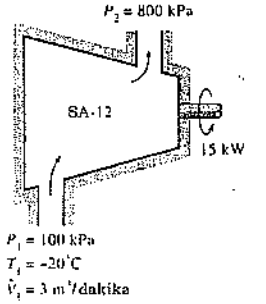
4-88 0.1 m^3 hacminde, sabit hacimli bir kapta başlangıçta 1 MPa basınç ve yüzde 100 kuruluk derecesinde soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Kap, bir vana aracılığıyla içinden 1.2 MPa basınç ve 30 °C sıcaklıkta soğutucu akışkan-12 akan bir boruya bağlanmıştır. Daha sonra vana açılmakta ve kaba soğutucu akışkan-12 girmektedir. Vana, kap içindeki soğutucu akışkan-12, 1.2 MPa basınçta doymuş sıvı olduğu zaman kapatılmaktadır. (*a*) Kaba giren soğutucu akışkanın kütlesini, (*b*) işlem sırasında çevreyle olan ısı alışverişini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 115.7 kg, (*b*) 1564 kJ



ŞEKİL P4-101



ŞEKİL P4-102



ŞEKİL P4-104

0.92 kuruluk derecesinde çıkmaktadır. Hava kompresöre 98 kPa basınç ve 295 K sıcaklıkta girmekte, 1 MPa basınç ve 550 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Türbinin jeneratöre ilettiği net gücü hesaplayın.

4-102 Su, bir duştan 10 L/dakika debiyle sürekli olarak akmaktadır (Şekil P4-102). Duşa giden boruya yerleştirilen bir elektrikli ısıtıcı suyu 16 °C'den 43 °C sıcaklığa ısıtmaktadır. Suyun yoğunluğunu 1 kg/L alarak ısıtıcının gerektireceği gücü kW olarak hesaplayın.

Enerji tasarrufu amacıyla, 39 °C sıcaklıktaki kullanılmış suyu bir ısı değiştiricisinden geçirerek şebeke suyuna ön ısıtma uygulamak istenmektedir. Isı değiştiricisinin etkinliği yüzde 50 olarak alınsın, başka bir deyişle, ısı değiştiricisi geri kazanabileceği enerjinin ancak yüzde 50'sini şebeke suyuna aktarabilsin. Bu durumda gerekli elektrik gücü ne olurdu? Elektriğin fiyatını 1 'para'/kWh alın. 10 dakikalık bir duş sırasında ısı değiştiricisinin kullanımından dolayı kaç 'para' tasarruf edilir?

4-103 Su buharı, sürekli akışlı bir türbine 10 MPa basınç ve 550 °C sıcaklıkta 60 m/s hızla girmekte, 25 kPa basınçta, yüzde 95 kuruluk derecesiyle çıkmaktadır. Türbinden akışı sırasında buhardan çevre ortama 30kJ/kg ısı geçişi olmaktadır. Türbinin giriş kesit alanı 150 cm^2, çıkış kesit alanı 1400 cm^2 'dir. (*a*) Su buharının kütle debisini, (*b*) çıkış hızını, (*c*) türbinde üretilen gücü hesaplayın.

4-104 Soğutucu akışkan-12, bir soğutma kompresörüne, 100 kPa basınç ve −20 °C sıcaklıkta, 3 m^3/s hacimsel debiyle girmekte ve 800 kPa basınçta çıkmaktadır. Akış sürekli ve adyabatik kabul edilebilir. Kompresörün çektiği güç 15 kW olduğuna göre, soğutucu akışkanın (*a*) kütle debisini, (*b*) çıkış sıcaklığını hesaplayın.

4-105 Gaz türbinli güç santrallerinde, hava kompresörden çıkıp yanma odasına girmeden önce *rejeneratör* adı verilen bir ısı değiştiricisinden geçer. Burada egzos gazlarının atık enerjisi havaya aktarılır ve böylece yakıt tasarrufu sağlanır. Gaz türbinli bir santralde hava rejeneratöre 1 MPa basınç ve 550 K sıcaklıkta 800 kg/dakika debiyle girmektedir. Egzos gazları ise rejeneratöre 140 kPa basınç ve 800 K sıcaklıkta girmekte, 130 kPa basınç ve 600 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Havaya birim zamanda geçen ısı 3200 kJ/s olduğuna göre, (*a*) havanın çıkış sıcaklığını, (*b*) egzos gazlarının kütle debisini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 775 K, (*b*) 14.9 kg/s

4-106 Buharlı güç santrallerinde, kazan besleme suyu, besleme suyu ısıtıcılarında türbinden ayrılan buharla ısıtılır. Bu şekilde santralin ısıl verimi artırılmak istenir. Bir besleme suyu ısıtıcısına su buharı 1 MPa basınç 200 °C sıcaklıkta girmekte ve aynı basınçta doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. Besleme suyu ise ısıtıcıya 2.5 MPa basınç ve 50 °C sıcaklıkta girmekte ve buharın çıkış sıcaklığından 10 °C daha az bir sıcaklıkta çıkmaktadır. Türbinden ayrılan buharın kütle debisinin kazan besleme suyunun kütle debisine oranını hesaplayın. Besleme suyu ısıtıcısından çevreye ısı geçişi olmadığı kabul edilebilir.

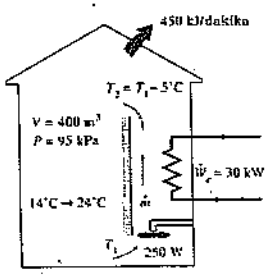
4-107 İç hacmi 400 m^3 olan bir yapıya elektrikli ısıtma uygulanmaktadır. Bu amaçla, yapı içindeki bir kanala 30 kW gücünde bir elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Başlangıçta iç hava sıcaklığı 14 °C, iç basınç 95 kPa'dir. Yapıdan çevreye 450 kJ/dakika ısı kaybı olmaktadır. Havanın

kanal içinde ve ısıtıcı üzerinde sürekli dolaşımını 250 W gücünde bir fan sağlamaktadır. Kanaldan her geçişte havanın sıcaklığı 5 °C artmaktadır. Kanal adyabatik kabul edilebilir.

(*a*) Yapı içindeki havanın ortalama 24 °C sıcaklığa erişmesi için ne kadar zaman geçecektir?

(*b*) Havanın kanal içindeki ortalama kütle debisini hesaplayın.

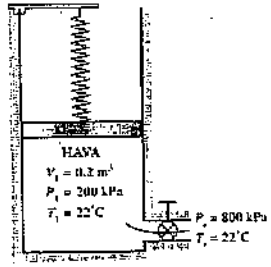
Çözüm: (*a*) 146 s, (*b*) 6.02 kg/s



ŞEKİL P4-107

4-108 5 cm çapında yalıtılmış bir boru ve içine yerleştirilmiş bir elektrikli ısıtıcıdan oluşan bir su ısıtıcısı düşünün. 30 L/dakika debisinde soğuk su ısıtıcıya 15 °C sıcaklıkta girmekte ve 50 °C sıcaklığa ısıtılmaktadır. Akış süreklidir. (*a*) Elektrikli ısıtıcının çektiği gücü, (*b*) Suyun boru içindeki ortalama hızını hesaplayın.

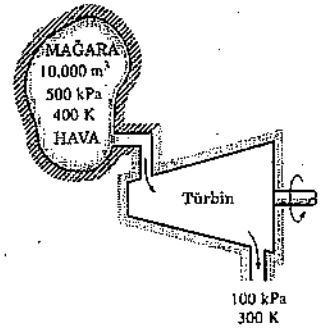
4-109 Yalıtılmış bir piston-silindir düzeneğinde, başlangıçta 200 kPa basınç ve 22 °C sıcaklıkta 0.2 m^3 hava vardır. Bu konumdayken pistona bir yay dokunmakta, fakat herhangi bir kuvvet uygulamamaktadır (Şekil P4-109). Silindir ayrıca bir vana aracılığıyla içinden 800 kPa basınç ve 22 °C sıcaklıkta sıkıştırılmış hava akan bir boru hattına bağlıdır. Daha sonra vana açılmakta ve borudaki hava silindire akmaktadır. Silindir içindeki basınç 600 kPa olduğu zaman vana kapatılmaktadır. Akış sırasında silindir içindeki havanın haceminin iki katına çıktığı gözlenmektedir. (*a*) Silindire giren havanın kütlesini, (b) silindir içindeki havanın son haldeki sıcaklığını hesaplayın.



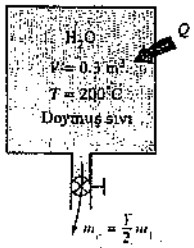
ŞEKİL P4-109

4-110 10000 m^3 hacmi olan bir mağarada depolanan 500 kPa basınç ve 400 K sıcaklığındaki basınçlı hava elektrik gereksiniminin yüksek olduğu zamanlarda bir türbini çalıştırıp elektrik üretmek için kullanılmaktadır. Hava, türbinden 100 kPa basınç ve 300 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Mağaradaki basınç 300 kPa'e düşünceye kadar türbin tarafından yapılan işi hesaplayın. Mağaranın ve türbinin adyabatik olduğunu kabul edin. *Çözüm:* 980.8 kJ

4-111 Yarıçapı R olan, dairesel kesitli bir boruda akan sıvının hızı cidarda 0 olup borunun ortasında en yüksek değerine ulaşır. Boru içinde akışkanın hızı, r 'nin fonksiyonu olarak $V(r)$ şeklinde yazılabilir. Burada r boru ortasına göre radyal uzunluktur. Kütlesel debi $\dot{m}$ 'nin tanımından hareket ederek, boru içindeki ortalama hız $V(r)$'yi, R ve r cinsinden ifade eden bir bağıntı çıkarın.



ŞEKİL P4-110

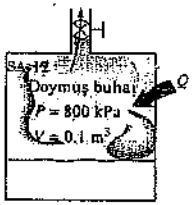


ŞEKİL P4-89

Boşaltma İşlemleri

4-89 0.3 m^3 hacminde, sabit hacimli bir kap 200 °C sıcaklıkta doymuş sıvı halinde suyla doludur. Daha sonra kabın altındaki musluk açılmakta ve kaptan su boşaltılmaktadır. Bu işlem sırasında çevreyle ısı alışverişi olmakta ve kap içindeki suyun sıcaklığı sabit kalmaktadır. Toplam kütlenin yarısının boşaldığı ana kadar gerçekleşen ısı geçişini hesaplayın.

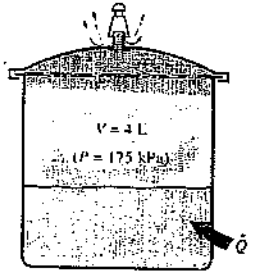
4-90 0.1 m^3 hacmi olan, sabit hacimli bir kapta 800 kPa basınçta, doymuş sıvı buhar karışımı soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Başlangıçta hacmin yüzde 40'ı sıvı, geri kalanı ise buhar fazındadır. Daha sonra kabın altında bulunan musluk açılarak bir miktar sıvı boşaltılmaktadır. Bu sırada soğutucu akışkana ısı geçişi olmakta ve kap içindeki basınç sabit kalmaktadır. Kap içindeki sıvı bitip vanadan buhar gelmeye başladığı anda musluk kapatılmaktadır. Bu işlem sırasındaki toplam ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm:* 244.2 kJ



ŞEKİL P4-91

4-91 0.1 m^3 hacmi olan, sabit hacimli bir kapta 800 kPa basınçta, doymuş sıvı buhar karışımı soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Başlangıçta hacmin yüzde 30'u sıvı, geri kalan bölümü ise buhar fazındadır. Daha sonra kabın üstünde bulunan bir vana aralanmakta ve buharın kaptan dışarı yavaşça akması sağlanmaktadır. Bu sırada soğutucu akışkana ısı geçişi olmakta ve kap içindeki basınç sabit kalmaktadır. Kap içindeki son damla sıvı da buharlaştığında vana kapatılmaktadır. Bu işlem sırasındaki toplam ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm:* 5897 kJ

4-92 0.2 m^3 hacmi olan bir buhar tankında başlangıçta 2 MPa basınç ve 300 °C sıcaklıkta su buharı vardır. Daha sonra su buharına sıcaklığı 500 °C olana kadar ısı geçişi olmaktadır. İşlem sırasında tankın üzerinde bulunan bir emniyet süpabı kısa aralıklarla bir miktar buharı dışarı atarak basıncın 2 MPa sınırını geçmesini önlemektedir. Bu işlem sırasında su buharına olan ısı geçişini hesaplayın.



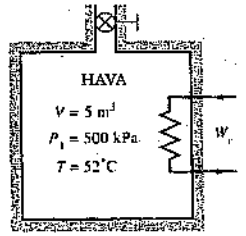
ŞEKİL P4-93

4-93 4 L hacminde bir düdüklü tencere, 175 kPa basınçta çalışmaktadır. Çalışma basıncına erişildiğinde tencere hacimsel olarak yarı yarıya sıvı ve buharla doludur. Tencere içindeki suyun bir saat sonra bitmemesi için, tencereye birim zamanda olabilecek en yüksek ısı geçişini hesaplayın.

4-94 0.08 m^3 hacminde, yalıtılmış bir basınçlı kapta, 2 MPa basınç ve 80 °C sıcaklıkta helyum bulunmaktadır. Daha sonra kabın üzerinde bulunan vana açılmakta ve başlangıçtaki helyum kütlesinin yarısı kaptan dışarı çıkıncaya kadar açık kalmaktadır. Kap içindeki son sıcaklığı ve basıncı hesaplayın. *Çözüm:* 225 K, 637 kPa

4-95 5 m^3 hacminde, yalıtılmış bir basınçlı kapta, başlangıçta 500 kPa basınç ve 52 °C sıcaklıkta hava bulunmaktadır. Daha sonra kabın üzerinde bulunan bir vana açılarak havanın basıncı 200 kPa'e düşürülmektedir. Bu işlem sırasında, kabın içine yerleştirilmiş bir elektrikli ısıtıcı,

kap içindeki havanın sıcaklığını sabit tutmaktadır. Yapılan elektrik işini hesaplayın. *Çözüm:* −1500 kJ

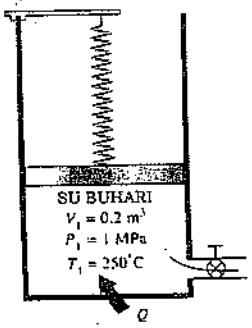


ŞEKİL P4-95

4-96 Dikey bir piston-silindir düzeneğinde, başlangıçta 20 °C sıcaklıkta, 0.2 m^3 hava bulunmaktadır. Sürtünmesiz pistonun kütlesi, silindir içindeki basıncın 300 kPa olmasını sağlayacak büyüklüktedir. Silindire ayrıca bir boşaltma musluğu bağlanmıştır. Daha sonra musluk açılarak havanın dışarı akması sağlanmakta, silindir hacmi başlangıçtakinin yarısı kadar olduğunda musluk kapatılmaktadır. Bu işlem sırasında ısı geçişi olmakta ve silindir içindeki havanın sıcaklığı sabit kalmaktadır. (*a*) Son halde silindir içinde kalan havanın kütlesini, (*b*) ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.357 kg , (*b*) 0

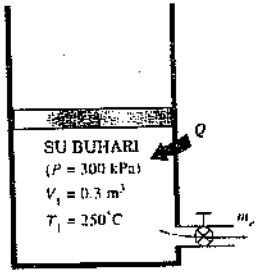
4-97 Bir uçan balonun içindeki helyumun başlangıçtaki hacmi 10 m^3, basıncı 150 kPa ve sıcaklığı 27 °C'dir. Daha sonra bir vana açılarak helyumun dışarı akması sağlanmakta, balon içindeki basınç 100 kPa olduğunda vana kapatılmaktadır. Bu işlem sırasında balonun hacmi yüzde 15 azalmaktadır. Balonun hacminin basınçıyla doğru orantılı olarak değiştiği kabul edilebilir. Isı geçişi ihmal edilirse, (*a*) helyumun son haldeki sıcaklığını, (*b*) dışarı atılan helyumun kütlesini hesaplayın.

4-98 Dikey bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 1 MPa basınç ve 250 °C sıcaklıkta 0.2 m^3 su buharı bulunmaktadır. Piston bu konumdayken doğrusal bir yayı sıkıştırmaktadır (Şekil P4-98). Daha sonra silindire bağlı olan vana açılarak buharın dışarı akması sağlanmaktadır. Piston aşağı doğru hareket ederken yay açılmakta, son halde basınç 800 kPa, hacim 0.1 m^3 olmaktadır. Son halde silindir içinde doymuş buhar bulunduğunu kabul ederek, (*a*) silindir içinde ilk ve son haldeki kütleleri, (*b*) varsa, ısı geçişini ve hangi yönde olduğunu belirleyin.



ŞEKİL P4-98

4-99 Dikey bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 250 °C sıcaklıkta 0.3 m^3 su buharı bulunmaktadır. Sürtünmesiz pistonun kütlesi, silindir içindeki basıncın 300 kPa olmasını sağlayacak büyüklüktedir. Daha sonra silindire bağlı olan vana açılarak bir miktar buharın dışarı akması sağlanmaktadır. Bu işlem sırasında ısı geçişi olmakta ve silindir içindeki buharın sıcaklığı sabit kalmaktadır. Son haldeki hacim 0.1 m^3 olduğuna göre, (*a*) dışarı akan buharın kütlesini, (*b*) ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.251 kg , (*b*) 0

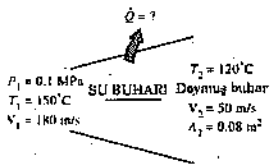


ŞEKİL P4-99

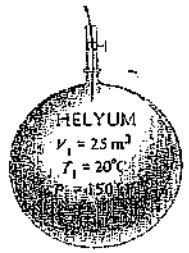
Genel Tekrar Problemleri

4-100 İçi tümüyle boşaltılmış (vakum), sabit hacimli bir şişe düşünün. Şişenin hacmi V, çevresindeki havanın basıncı ve sıcaklığı sırasıyla P_o ve T_o'dır. Daha sonra, şişenin üstünde bulunan vana açılarak, çevre havanın şişeye girmesi sağlanmaktadır. Bir süre sonra şişenin içindeki hava çevreyle ısıl ve mekanik dengeye gelmektedir. Bu doldurma işlemi sırasında şişenin cidarlarından olan net ısı geçişini, sistem ve çevrenin özelikleriyle ifade edin.

4-101 Adyabatik bir buhar türbini, adyabatik bir hava kompresörüyle bir elektrik jeneratörünü çalıştırmaktadır. Su buharı, türbine 12.5 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta 25 kg/s debiyle girmekte, 10 kPa basınç ve



ŞEKİL P4-112



ŞEKİL P4-114

4-112 0.1 MPa basınç ve 150 °C sıcaklıktaki su buharı bir yayıcıya 180 m/s hızla girmekte, 120 °C sıcaklıkta ve 50 m/s hızla doymuş buhar halinde çıkmaktadır. Yayıcının çıkıştaki kesit alanı 0.08 m^2 'dir. (*a*) Su buharının kütle debisini, (*b*) akış sırasında olan ısı geçişini, (*c*) yayıcının girişteki kesit alanını hesaplayın.

4-113 5 L hacmi olan bir düdüklü tencerenin çalışma basıncı 200 kPa' dir. Tencerenin içinde bulunan su başlangıçta hacimsel olarak yüzde 20 sıvı, yüzde 80 buhar fazındadır. Daha sonra tencere içindeki suya 400 W ısı geçişi olmaktadır. Tencere içinde sıvı yokoluncaya kadar, başka bir deyişle sadece doymuş buhar kalıncaya kadar geçecek süreyi hesaplayın. *Çözüm:* 1.44 h

4-114 Küresel bir balonun içinde, başlangıçta 20 °C sıcaklık ve 150 kPa basınçta, 25 m^3 helyum gazı bulunmaktadır. Balona bağlı bir vana açılarak helyum gazının yavaşça dışarıya akması sağlanmaktadır. Balon içindeki basınç atmosfer basıncı olan 100 kPa'e düştüğü zaman vana kapatılmaktadır. Balon içindeki basınçla balonun hacmi arasındaki ilişki $P = a + bV$ bağıntısıyla verilmektedir. Burada $a = -100$ kPa olup b ise bir sabittir. Isı geçişini gözardı ederek, (*a*) balon içindeki havanın son haldeki sıcaklığını, (*b*) dışarıya akan helyumun kütlesini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 249.7 K, (*b*) 2.306 kg

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

4-115 4-114 numaralı problemi çözmek için bir bilgisayar programı yazın. Başlangıçtaki basınç olan 150 kPa ile 100 kPa arasında (*a*) 5, (*b*) 20 ve (*c*) 50 basınç adımı alarak problemi adım adım çözün. Birinci adımın başında helyumun halini başlangıç hali için verilen 150 kPa, 20 °C ve 25 m^3 olarak alın. İkinci adımın başlangıcı birinci adım sonunda bulunan değerler olsun ve işlemler bu şekilde sürsün. Bulduğunuz değerleri, düzgün akışlı, dengeli açık sistem modeli (başka bir deyişle tek adım çözümü) ile hesapladığınız değerlerle karşılaştırın.

4-116 En yüksek güçte çalışırken saç kurutucunuzdan çıkan havanın ortalama hızını sadece termometre kullanarak nasıl hesaplayabilirsiniz?

4-117 Hava sıcaklığı ve hızının sırasıyla 50 °C ve 3 m/s değerlerini geçmeyeceği, 1200 W gücünde bir saç kurutma makinesi tasarlayın.

4-118 Dört kişilik bir ailenin sıcak su gereksinimini karşılayacak bir su ısıtıcısı tasarlayın. Isıtıcının sıcak su deposunda en yüksek sıcaklık 60 °C , ısıtıcının çekeceği en yüksek güç ise 4 kW olabilir. Evin içinde iki duş vardır ve her birinden akan suyun debisi yaklaşık 10 L/dakika'dır. Ailenin her üyesi sabahları 5 dakikalık bir duş yapmaktadır. Bir sıcak su deposunun neden gerekli olduğunu açıklayın ve uygun depo büyüklüğünü belirleyin.

4-119 Isı değiştiricileri üzerine bir rapor hazırlayın. Isı değiştiricilerini sınıflandırdıktan sonra, değişik türde ısı değiştiricilerinin nasıl çalıştıklarını ve aralarında ne gibi farklar olduğunu raporunuzda tartışın.

Termodinamiğin İkinci Yasası

BÖLÜM 5

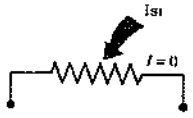
Bu bölüme kadar incelememizi termodinamiğin birinci yasası üzerinde yoğunlaştırdık. Birinci yasa, bir hal değişimi sırasında enerjinin korunumunu gerektirir. Bu bölümde termodinamiğin ikinci yasasına giriş yapılacaktır. Termodinamiğin ikinci yasası, hal değişimlerinin hangi yönde gerçekleşebileceklerini belirler ve enerjinin niceliği yanında niteliği de olduğunu vurgular. Bir hal değişimi ancak termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına uyarak gerçekleşebilir. Bu bölümde önce, ısıl enerji depoları, tersinir ve tersinmez hal değişimleri, ısı makineleri, soğutma makineleri ve ısı pompaları tanımlanmaktadır. İkinci yasa değişik biçimlerde ifade edildikten sonra devridaim makineleri ve mutlak termodinamik sıcaklık ölçeği incelenmektedir. Daha sonra Carnot çevrimi ve Carnot ilkeleri açıklanmakta, son olarak da Carnot ısı makineleri, soğutma makineleri ve ısı pompaları ele alınmaktadır.

5.1 ■ TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ YASASINA GİRİŞ

Bundan önceki iki bölümde, *termodinamiğin birinci yasası* veya *enerjinin korunumu ilkesi* kapalı ve açık sistemlerle ilgili hal değişimlerine uygulandı. Bu bölümlerde birçok kez vurgulandığı gibi, enerji var veya yok edilemez. Termodinamiğin birinci yasasına aykırı bir hal değişimi bugüne kadar görülmemiştir. Bu nedenle denilebilir ki, bir hal değişiminin gerçekleşebilmesi için birinci yasasının sağlanması zorunludur. Fakat aşağıda açıklandığı gibi, birinci yasanın sağlanması hal değişiminin gerçekleşebilmesi için yeterli değildir.

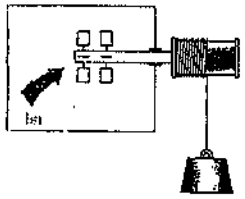
ŞEKİL 5-1
Bir fincan kahve, daha serin bir odada ısınmaz.

Masada bırakılan bir fincan sıcak kahvenin kısa sürede soğuduğu herkes tarafından bilinen bir olgudur (Şekil 5-1). Fincan içindeki kahvenin hal değişimi termodinamiğin birinci yasasına uymaktadır, çünkü kahvenin yitirdiği enerji çevre havanın kazandığı enerjiye eşittir. Şimdi bunun tersi olan bir hal değişimini düşünelim: sıcak kahvenin çevre ortamdan alacağı enerjiyle ısınması. Böyle bir hal değişiminin olamayacağını biliyoruz, fakat gerçekleşseydi, havanın kaybettiği enerji kahvenin kazandığı enerjiye eşit olduğu sürece, birinci yasaya aykırı olmazdı.



ŞEKİL 5-2
Telde ısı geçişi elektrik üretimine yol açmaz.

Bir başka örnek olarak, bir odanın elektrik direncinden geçen akımla ısıtılması gözönüne alınsın (Şekil 5-2). Birinci yasaya göre direnç tellerine sağlanan elektrik enerjisi odaya ısı olarak geçen enerjiye eşit olmak zorundadır. Bu hal değişimini diğer yönde uygulayalım. Telleri ısıtarak tellerde eşit miktarda elektrik enerjisi sağlamak olanakdışıdır ve bu sonuç beklentilerimize uygundur. Fakat bu işlem yapılabilseydi birinci yasaya aykırı olmazdı.



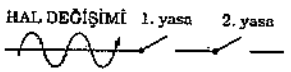
ŞEKİL 5-3
Döner kanatın ısı geçişi dönmesini sağlamaz.

Son olarak bir kütlenin aşağı hareket etmesiyle çalışan karıştırma mekanizmasını ele alalım (Şekil 5-3). Kütle aşağı inerken makara dönmekte ve makaraya bağlı döner kanat yalıtılmış kap içinde bulunan sıvıyı karıştırmaktadır. Sonuç olarak, kütlenin potansiyel enerjisi azalmakta, buna karşılık enerjinin korunumu ilkesine uygun olarak sıvının iç enerjisi artmaktadır. Fakat bunun tersi olan hal değişimi, başka bir deyişle sıvıdan döner kanata ısı geçişi sonucu kütlenin yükselmesi doğada karşılaşmayacağımız bir durumdur, oysa termodinamiğin birinci yasasına aykırı değildir.

Yukarıdaki örneklerden açıkça görüldüğü gibi, hal değişimleri belirli bir yönde gerçekleşirken, tersi olan yönde gerçekleşememektedir (Şekil 5-4). Birinci yasa hal değişimlerinin yönü üzerinde herhangi bir kısıtlama koymaz, fakat birinci yasanın sağlanması hal değişiminin gerçekleşebileceği anlamına gelmez. Bir hal değişiminin olup olamayacağı konusunda birinci yasanın yetersizliği, bir başka genel ilkeyle, *termodinamiğin ikinci yasası*yla kapatılır. Daha sonraki paragraflarda, yukarıda belirtilen ters hal değişimlerinin termodinamiğin ikinci yasasına aykırı oldukları gösterilecektir. Bu aykırılık, bir sonraki bölümde tanımlanacak olan *entropi* adlı özeliğin yardımıyla daha kolay belirlenecektir. *Bir hal değişimi termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını sağlamıyorsa, gerçekleşemez* (Şekil 5-5).

ŞEKİL 5-4
Hal değişimleri belli bir yönde gerçekleşir, ters yönde gerçekleşmez.

Termodinamiğin ikinci yasası değişik biçimlerde ifade edilebilir. Bu anlatımlardan ikisi, termodinamik çevrim gerçekleştirerek çalışan mühendislik sistemleriyle ilgili olarak incelenecektir.



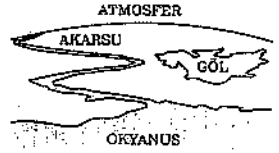
ŞEKİL 5-5
Bir hal değişiminin gerçekleşebilmesi için termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarının sağlanması zorunludur.

Termodinamiğin ikinci yasasının kullanımı sadece hal değişimlerinin yönünü belirlemekle sınırlı değildir. İkinci yasa enerjinin niceliği yanında *niteliğini* de ön plana çıkarır. Birinci yasa enerjinin niceliği üzerinde durur ve enerjinin bir biçimden diğerine dönüşümü sırasındaki değişimleri sayısal değerlerle ifade eder. Sayısal değer olarak eşit, fakat biçim ve kaynak bakımından farklı enerji arasında ayrım gözetmez. Enerjinin niteliğini korumak mühendislerin başlıca tasalarından biridir, ikinci yasa enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koyar. Bu bölümde daha sonra tartışılacağı gibi, yüksek sıcaklıkta enerjinin daha büyük bir bölümü işe dönüştürülebilir, bu nedenle aynı miktarda fakat düşük sıcaklıktaki enerjiye oranla niteliği daha yüksektir.

Termodinamiğin ikinci yasası, ısı makineleri (motorlar) ve soğutma makineleri gibi temel mühendislik sistemlerinin verimlerinin *üst veya kuramsal sınırını* ve kimyasal reaksiyonların hangi oranda tamamlanacaklarını belirler.

5-2 ■ ISIL ENERJİ DEPOLARI

Termodinamiğin ikinci yasasını açıklarken, **ısıl enerji deposu** adını vereceğimiz, yüksek *ısıl enerji sığasına* sahip, başka bir deyişle kütlesiyle özgül ısısının çarpımı çok yüksek olan cisimleri, sadece düşünce boyutunda da olsa tanımlamakta yarar vardır. Isıl enerji depolarından veya depolarına, depo sıcaklığı değişmeden sonsuz miktarda ısıl enerji geçişi olanaklıdır. Doğada da ısıl enerji deposu kavramını andıran örnekler vardır. Denizler, göller, akarsular ve çevremizdeki hava, çok büyük olan kütleleri nedeniyle birer ısıl enerji deposu olarak algılanabilir (Şekil 5-6). Örneğin, kışın büyük bir kentin konutlarından olan ısı geçişi çevre havanın veya atmosferin sıcaklığını değiştirmez. Benzer biçimde, güç santrallerinde denizlere veya göllere verilen megajoule mertebelerindeki atık ısı, bu cisimlerin sıcaklıklarında bir değişikliğe yol açmaz.



ŞEKİL 5-6
Isıl enerji sığaları büyük kütleler, ısıl enerji deposu olarak tanımlanabilir.

İki fazlı bir sistem de bir bakıma ısıl enerji deposu olarak görülebilir, çünkü sabit sıcaklıktayken büyük miktarlarda ısıl enerji alır veya verir. Yakından bilinen bir başka örnek de *endüstri kazanıdır*. Kazan sıcaklıkları dikkatle kontrol edilir, böylece kazanlar büyük miktarlarda ısıl enerjiyi hemen hemen sabit sıcaklıkta sağlarlar. Bu bakımdan kazan bir ısıl enerji deposu olarak ele alınabilir.

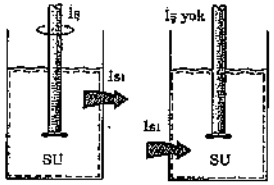
Bir cismin ısıl enerji deposu kabul edilebilmesi için kütlesinin çok büyük olması gerekmez. Aldığı veya verdiği ısıl enerjiye oranla, ısıl enerji sığası büyük olan herhangi bir cisim ısıl enerji deposu olarak düşünülebilir. Örneğin, televizyondan çevreye olan ısı geçişini incelerken odadaki hava bir ısıl enerji deposu gibi ele alınabilir, çünkü televizyondan odaya geçen ısı, oda sıcaklığını duyulur ölçüde etkileyecek büyüklükte değildir.

ŞEKİL 5-7
Kaynak ısıl enerji sağlar, kuyuya ısıl enerji verilir.

Bazen ısıl enerjinin alındığı depoya, **yüksek sıcaklıkta ısıl enerji deposu** veya **kaynak,** ısıl enerjinin verildiği depoya da **düşük sıcaklıkta ısıl enerji deposu** veya **kuyu** adı verilir (Şekil 5-7). Isıl enerji depolarına ısı depoları denildiği de olur, çünkü enerji alışverişleri ısı geçişiyle olur.

Endüstri kuruluşları tarafından çevreye atılan ısıl enerji, çevrecilerin ve mühendislerin önem verdikleri bir konudur. Çevreye verilen ısı, özen gösterilmezse, yerel olarak sıcaklığın aşırı yükselmesine neden olabilir, bu olguya *ısıl kirlenme* adı verilir. Örneğin, bir akarsuya verilen ısı, sıcaklığın yükselerek balıkların ve diğer su canlılarının yokolmasına neden olabilir. Fakat iyi bir tasarım ve uygulamayla akarsu ve göllere aktarılan ısı sonucu oluşan yerel sıcaklık artışları, suda yaşama zarar vermeyecek güvenli sınırlar içinde tutulabilir.

5-3 ■ ISI MAKİNELERİ



ŞEKİL 5-8
İşin tümü, her zaman ısıl enerjiye dönüşebilir, fakat bunun tersi doğru değildir.

Bölüm 5.1'de belirtildiği gibi, iş kolaylıkla diğer enerji biçimlerine dönüştürülebilir, fakat diğer enerji biçimlerini işe dönüştürmek o kadar kolay değildir. Şekil 5-8'de gösterildiği gibi, mil aracılığıyla yapılan iş, önce suyun iç enerjisini artırmaktadır. Daha sonra bu enerji çevreye ısı olarak geçebilir. Deneyimlerimiz bize bunun tersinin olamayacağını gösterir, başka bir deyişle, suya ısıl enerji vererek mili döndürmek olanakdışıdır. Bu ve buna benzer gözlemlerden, işin doğrudan ve tümüyle ısıl enerjiye dönüşebileceğini, fakat ısıl enerjinin işe dönüşebilmesi için özel düzenlemeler gerektiği sonucunu çıkarırız. Isıl enerjinin işe dönüşmesi **ısı makineleri** aracılığıyla gerçekleşir.

Birbirinden çok farklı ısı makineleri vardır, fakat tümü, aşağıda belirtilen ortak özellikleri taşır (Şekil 5-9):

1 Yüksek sıcaklıkta bir ısıl enerji deposundan ısıl enerji alırlar. Güneş enerjisi, kazan, nükleer reaktör örnek olarak verilebilir.

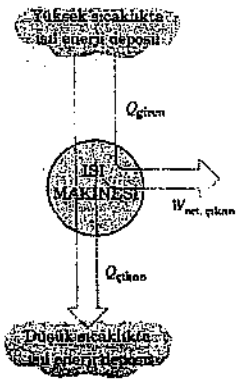
2 Alınan ısıl enerjinin bir bölümünü genellikle döner mil işine dönüştürürler.

3 Alınan ısıl enerjinin geri kalan bölümünü akarsu, çevre hava gibi düşük sıcaklıkta bir ısıl enerji deposuna verirler.

4 Isı makinelerinde gerçekleşen hal değişimleri bir çevrim oluşturur.

Isı makinelerinde ve bir çevrim içinde çalışan diğer sistemlerde, ısı geçişleri genellikle bir akışkan aracılığıyla olur. Bu akışkana **aracı akışkan** adı verilir.

Isı makinesi adı çoğu zaman, termodinamik bir çevrim oluştursun veya oluşturmasın, tüm iş yapan makineleri kapsayan daha geniş bir anlamda kullanılır. Örnek olarak gaz türbinleri veya benzin motorları gibi içten yanmalı motorları ele alalım. Bu makinelerde mekanik bir çevrim gerçekleşir, fakat termodinamik bir çevrim gerçekleşmez. Bunun nedeni, aracı akışkanın (hava-yakıt karışımı) yanma ve genişlemeden sonra ilk haline geri dönmeden dışarı atılması ve yeni yakıt-hava karışımının motora alınmasıdır.



ŞEKİL 5-9
Isı makinesi aldığı ısının bir bölümünü işe dönüştürür, geri kalanını düşük sıcaklıkta bir ısıl enerji deposuna verir.

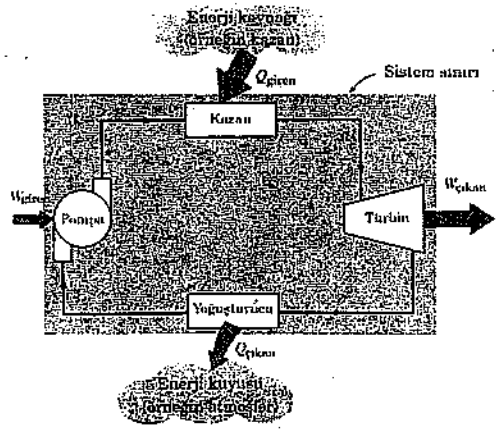
Isı makinesi tanımına en çok uyan makine, dıştan yanmalı bir motor olan *buharlı güç santrali*dir. Bu makine dıştan yanmalı olarak adlandırılır, çünkü yanma işlemi makinenin dışında olur ve yakıtın ısıl enerjiye dönüşen kimyasal enerjisi aracı akışkan olan suya ısı olarak geçer. Bir buhar santralinin basitleştirilmiş çizimi Şekil 5-10'da gösterilmiştir. Bu, genel bir çizimdir, gerçek buharlı güç santralleri ve bunlara ilişkin ayrıntılar 9. Bölümde incelenecektir. Şekilde gösterilen bazı büyüklüklerin açıklaması şöyledir:

Q_{giren} = Yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposundan (kazandan) suya geçen ısı,

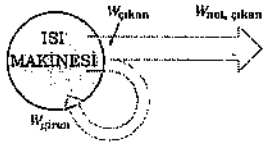
$Q_{çıkan}$ = Yoğuşturucuda buhardan düşük sıcaklıktaki enerji deposuna (çevre havaya, akarsuya veya göle) geçen ısı,

$W_{çıkan}$ = Türbinde genişlerken buhar tarafından yapılan iş,

W_{giren} = Suyu kazan basıncına sıkıştırmak için yapılan iş (pompa).



ŞEKİL 5-10
Buharlı güç santralinin genel çizimi.



ŞEKİL 5-11

Bir ısı makinesinin yaptığı işin bir bölümü sürekli çalışmayı sağlamak için çevrim içinde kullanılır.

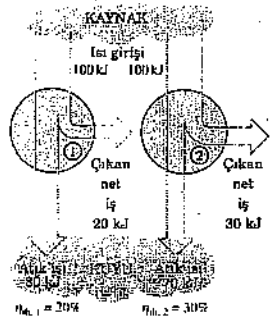
Isı ve iş etkileşimlerinin yönleri yukarıda *giren* ve *çıkan* indisleriyle gösterilmiştir. Bu nedenle tüm değerler artı olarak alınmalıdır.

Bu güç santralinin net işi, santralin yaptığı toplam işle santrale sağlanması gereken iş arasındaki farktır (Şekil 5-11):

$$W_{net, çıkan} = W_{çıkan} - W_{giren} \quad \text{(kJ)} \tag{5-1}$$

Net iş aynı zamanda sadece ısı geçişleri gözönüne alınarak da hesaplanabilir. Buharlı güç santralini oluşturan dört elemanın herbirine kütle giriş ve çıkışı sözkonusudur, bu nedenle açık sistem olarak incelenmelidirler. Fakat bu elemanlar bağlantı borularıyla birlikte bir tüm olarak düşünüldüğü zaman, dışarı sızan az miktarda buhar gözardı edilirse, akışkan kütlesi sabittir. Şekil 5-10'da gölgeli olarak gösterilen bu sistem, kapalı bir sistem olarak incelenebilir. Çevrim oluşturan bir dizi hal değişiminden geçen kapalı sistem için iç enerji değişimi ΔU, sıfırdır. Bu nedenle sistemin net işi, net ısı alışverişine eşit olacaktır:

$$W_{net, çıkan} = Q_{giren} - Q_{çıkan} \quad \text{(kJ)} \tag{5-2}$$



ŞEKİL 5-12

Bazı ısı makinelerinin verimi daha yüksektir (aldıkları ısının daha büyük bir bölümünü işe dönüştürürler).

Isıl Verim

5-2 numaralı denklemde, $Q_{çıkan}$, çevrimi tamamlamak için dışarı atılması gereken enerjiyi göstermektedir. Fakat $Q_{çıkan}$ hiçbir zaman sıfır olmaz, bu nedenle bir ısı makinesinin net işi her zaman giren ısıl enerjiden azdır, başka bir deyişle, ısı makinesine verilen ısıl enerjinin sadece bir bölümü işe dönüşür. *Bir ısı makinesine girilen ısıl enerjinin net işe dönüşebilen bölümü, ısı makinesinin etkinliğinin bir ölçüsüdür ve* **ısıl verim** η_{th} *olarak tanımlanır* (Şekil 5-12).

Etkinlik veya verimin genel bir tanımı, elde edilmek istenen değeri, bunu elde etmek için harcanması gereken değere bölerek yapılabilir (Şekil 5-13):

$$\text{Etkinlik (verim)} = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} \tag{5-3}$$

Isı makineleri için elde edilmek istenen değer yapılan net iştir, bu amaçla harcanması gereken değerse aracı akışkana verilen ısıl enerjidir. Bu durumda bir ısı makinesinin ısıl verimi şöyle tanımlanabilir:

$$\text{Isıl verim} = \frac{\text{çıkan net iş}}{\text{giren ısıl enerji}}$$

veya

$$\eta_{th} = \frac{W_{net, çıkan}}{Q_{giren}} \tag{5-4}$$

$W_{net, çıkan} = Q_{giren} - Q_{çıkan}$ olduğu için, ısıl verim,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{çıkan}}{Q_{giren}} \tag{5-5}$$

şeklinde de yazılabilir.

Mühendislik uygulamalarında çok önemli bir yer tutan ısı makineleri, soğutma makineleri ve ısı pompaları, T_H sıcaklığında bir ortam (yüksek sıcaklıkta ısıl enerji deposu) ile T_L sıcaklığında bir ortam (düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposu) arasında bir çevrim oluşturacak

ŞEKİL 5-13

Verim tanımı termodinamikle sınırlı değildir.

şekilde çalışırlar. Isı makineleri, soğutma makineleri ve ısı pompalarının incelemesinde ortak bir dil kullanabilmek için aşağıdaki büyüklükler tanımlanacaktır:

Q_H = çevrimle T_H sıcaklığındaki ortam (yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposu) arasındaki ısı geçişinin mutlak değeri,

Q_L = çevrimle T_L sıcaklığındaki ortam (düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposu) arasındaki ısı geçişinin mutlak değeri.

Dikkat edilirse Q_H ve Q_L yönleri belli büyüklüklerdir, bu nedenle *artı değer* taşırlar. Q_H ve Q_L'nin hangi yönde oldukları incelenen çevrime bağlıdır. Bu tanımları kullanarak Şekil 5-14'te gösterilen genel bir ısı makinesi için, çıkan net iş ve ısıl verim aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

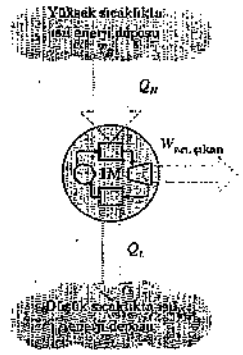
$$W_{net, çıkan} = Q_H - Q_L \tag{5-6}$$

ve

$$\eta_{th} = \frac{W_{net, çıkan}}{Q_H} \tag{5-7}$$

veya

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \tag{5-8}$$



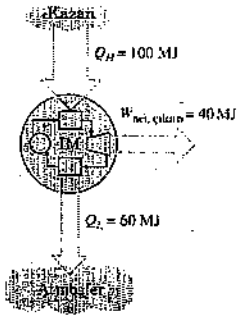
ŞEKİL 5-14

Bir ısı makinesinin genel çizimi.

Bir ısı makinesinin ısıl verimi her zaman birden küçüktür, çünkü Q_L ve Q_H her zaman artı değerlerdir.

Isıl verim bir ısı makinesinin aldığı ısıyı hangi oranda işe dönüştürebildiğinin ölçüsüdür. Isı makinelerinin amacı ısıyı işe dönüştürmektir. Mühendisler sürekli olarak verimi artırmanın yollarını araştırırlar, çünkü daha yüksek verim, daha az yakıt tüketimi ve daha az para harcanması anlamına gelir.

İş yapan makinelerin ısıl verimleri şaşılacak ölçüde düşüktür. Yakından bildiğimiz otomobil motorlarının ısıl verimi yüzde 20 dolaylarındadır. Başka bir deyişle, bir otomobil motoru benzinin kimyasal enerjisinin yaklaşık yüzde 20'sini mekanik işe dönüştürür. Bu değer Diesel motorları ve büyük gaz türbinleri için yaklaşık yüzde 30, buharlı güç santralleri içinse yüzde 40 kadardır. Görüldüğü gibi bugün kullandığımız en verimli ısı makineleri bile aldıkları enerjinin yarıdan çoğunu akarsulara, göllere veya çevre havaya atık veya kullanılamaz ısı olarak vermektedirler (Şekil 5-15).



ŞEKİL 5-15

Verimi en yüksek ısı makineleri bile aldıkları ısının büyük bir bölümünü atık ısı olarak çevreye verirler.

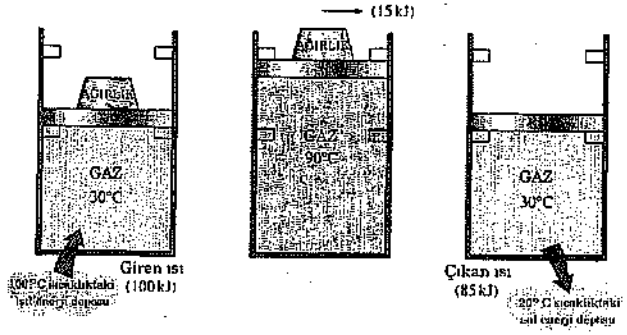
$Q_{çıkan}$ Olmayabilir mi?

Buharlı bir güç santralinin yoğuşturucusunda, büyük miktarlarda ısıl enerji akarsu, göl veya çevre havaya atılır. Bu durumda yoğuşturucuyu santralden çıkarıp atık ısıdan tasarruf edilebilir mi sorusu akla gelmektedir. Bu sorunun yanıtı ne yazık ki kesin bir *hayır*dır, çünkü yoğuşturucudaki ısı geçişi gerçekleşmeden çevrimin tamamlanması olanaksızdır. Buharlı güç santrali gibi makineler, sürekli çalışabilmek için bir çevrim gerçekleştirmek zorundadırlar. Bu düşünceyi aşağıdaki ısı makinesini inceleyerek biraz daha yakından irdeleyelim.

Şekil 5-16'da bir ağırlığı kaldırmak için tasarlanmış bir ısı makinesi gösterilmiştir. Bu ısı makinesi silindir, piston ve iki durdurucudan oluşmaktadır. Aracı akışkan, silindir içindeki gazdır. Başlangıçta gazın sıcaklığı 30 °C olup piston alt durduruculara dayanmaktadır. Daha sonra silindir içindeki gaza 100 °C sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposundan 100 kJ ısı geçişi olmakta, gaz genişlemekte ve pistonu şekilde görüldüğü gibi üst durduruculara dayanıncaya kadar yukarı kaldırmaktadır. Bu noktada ağırlıklar alınmakta ve gazın sıcaklığı 90 °C olarak ölçülmektedir.

Gazın genişlediği bu hal değişimi sırasında sistem tarafından yapılan iş, ağırlıkların potansiyel enerjisindeki değişime eşit olacaktır. Bu iş 15 kJ olarak alınsın. Pistonun ağırlıksız kabul edildiği, sürtünmenin ve ısı kayıplarının olmadığı, sanki-dengeli bir hal değişiminin gerçekleştiği mükemmel bir hal değişiminde bile, işin sisteme geçen ısıdan daha az olması gerektiği açıktır. Çünkü verilen ısıl enerjinin bir bölümü gazın sıcaklığını (iç enerjisini) artırmaya gidecektir.

Şimdi şu soruyu yanıtlayalım: *90 °C sıcaklıkta bulunan sisteme fazladan verilen 85 kJ ısıl enerji, 100 °C sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna sonradan kullanılmak üzere geri verilebilir mi?* Eğer bu yapılabilirse, yüzde 100 verimle çalışan bir ısı makinesi gerçekleştirilmiş olur. Bu sorunun yanıtı da gene kesin bir *hayır*dır, çünkü ısı geçişi her zaman yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan düşük sıcaklıktaki bir ortama olur. Bu nedenle gazı 90 °C sıcaklıktan ilk haldeki sıcaklığı olan 30 °C'ye soğutmak, 100 °C sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna ısı geçişiyle olanaksızdır. Böylece, sistemin ilk haline dönebilmesi için 85 kJ ısıl enerjiyi düşük sıcaklıktaki, örneğin 20 °C sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposuna ısı geçişiyle vermesi gerekir. Fakat bu enerjiyi yeniden sisteme kazandırmak



ŞEKİL 5-16
Bir ısı makinesi çevrimi, düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna bir miktar ısı vermeden tamamlanamaz.

olanakdışıdır ve bu nedenle *atık* veya *kullanılamaz* enerji olarak tanımlanabilir.

Yukarıda incelenen örnek, ısı makinelerinin bir çevrim içinde çalışabilmek için bir miktar enerjiyi düşük sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposuna vermek zorunda oldukları sonucunu ortaya koymaktadır. Bu sonuç, çevrim mükemmel hal değişimlerinden oluşsa bile geçerlidir. Sürekli çalışabilmek için bir ısı makinesinin en az iki ısıl enerji deposuyla enerji alışverişinde bulunması zorunluluğu, termodinamiğin ikinci yasasının, Kelvin-Planck tarafından ifade ediliş biçimidir. Bu konu aşağıda ele alınacaktır.

ÖRNEK 5-1

Bir ısı makinesine kazandan 80 MW ısı geçişi olmaktadır. Isı makinesinin yakındaki bir akarsuya atık olarak verdiği ısı ise 50 MW'tır. Isı makinesinin net gücünü ve ısıl verimini hesaplayın.

Çözüm Isı makinesinin genel çizimi Şekil 5-17'de verilmiştir. Bu ısı makinesi için kazan, yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposu, akarsu ise düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposu olmaktadır. Isı makinesinin aldığı ve verdiği ısılar,

$$\dot{Q}_H = 80\,\text{MW} \quad \text{ve} \quad \dot{Q}_L = 50\,\text{MW}$$

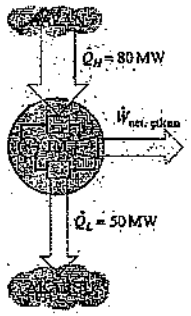
olarak yazılabilir. Aracı akışkanın borulardan ve diğer elemanlardan geçerken uğradığı ısı kayıpları ihmal edilirse, ısı makinesinin net gücü 5-5 numaralı denklemden hesaplanır:

$$\dot{W}_{net,\,çıkan} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = (80-50)\,\text{MW} = 30\,\text{MW}$$

Isıl verim 5-7 numaralı denklemi kullanarak belirlenir:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net,\,çıkan}}{\dot{Q}_H} = \frac{30\,\text{MW}}{80\,\text{MW}} = 0.375\,(\text{veya \% 37.5})$$

Isı makinesi, aldığı ısının yüzde 37.5'ini işe dönüştürmektedir.



ŞEKİL 5-17
Örnek 5-1'in genel çizimi.

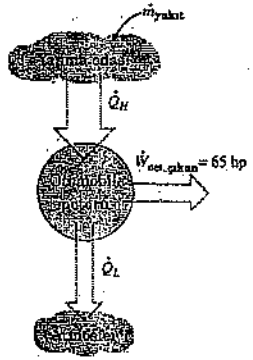
ÖRNEK 5-2

50 kW gücünde bir otomobil motorunun ısıl verimi yüzde 25'tir. Motorun yaktığı yakıtın ısıl değeri 44000 kJ/kg olduğuna göre, başka bir deyişle, yakılan her 1 kg yakıt için 44000 kJ kimyasal enerji ısıl enerjiye dönüşüyorsa, motorun saatteki yakıt tüketimini hesaplayın.

Çözüm Otomobil motorunun genel çizimi Şekil 5-18'de verilmiştir. Motor yanma sırasında 44000 kJ ısıl enerjinin yüzde 25'ini işe dönüştürmektedir. 50 kW güç oluşturmak için gerekli enerji girişi, ısıl verimi tanımlayan 5-7 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_H = \frac{\dot{W}_{net,\,çıkan}}{\eta_{th}} = \frac{50\,\text{kJ/s}}{0.25} = 200\,\text{kJ/s}$$

Birim zamanda bu kadar enerji sağlayabilmek için; yanması gereken yakıt kütlesi, yakıtın ısıl değeri kullanılarak hesaplanır.



ŞEKİL 5-18
Örnek 5-2'nin genel çizimi.

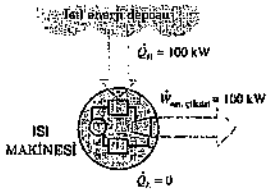
$$\dot{m} = \frac{200\ \text{kJ/s}}{44000\ \text{kJ/kg}} = 0.00455\ \text{kg/s}\ \ (16.4\ \text{kg/h})$$

Termodinamiğin İkinci Yasasının Kelvin-Planck İfadesi

Bir ısı makinesinde çevrimin tamamlanabilmesi için düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna ısı geçişi olmasının zorunluluğu, yukarıda Şekil 5-16'da gösterilen ısı makinesinin yardımıyla açıklandı. Çevrimin mükemmel hal değişimlerinden oluşması bu zorunluluğu ortadan kaldırmaz. Başka bir deyişle, hiçbir ısı makinesi aldığı ısıl enerjinin tümünü işe dönüştüremez. Isı makinelerinin verimine sınırlama getiren bu olgu, termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin-Planck tarafından yapılan açıklamasının arkasında yatan düşüncedir. Termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin-Planck tarafından ifade ediliş biçimi şöyledir:

Termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin sadece bir kaynaktan ısı alıp, net iş üretmesi olanaksızdır.

Başka bir deyişle bir ısı makinesi, sürekli çalışabilmek için hem yüksek sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposuyla hem de düşük sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunmak zorundadır. Kelvin-Planck ifadesine göre *hiçbir ısı makinesinin ısıl verimi yüzde 100 olamaz* (Şekil 5-19) veya *bir güç santralinin sürekli çalışabilmesi için, aracı akışkanın kazandan ısıl enerji almasının yanısıra, çevre ortama da ısıl enerji aktarması gerekir.* Bir ısı makinesinin yüzde 100 verime sahip olamamasının sürtünme veya diğer kayıplardan kaynaklanmadığı vurgulanmalıdır. Bu sınırlama, hem gerçek hem de sadece düşüncede varolan mükemmel ısı makinelerini kapsar. Bu bölümün sonlarına doğru bir ısı makinesinin sahip olabileceği en yüksek ısıl verim için bir bağıntı geliştirilecektir. Bu bağıntıda verimin sadece ısıl enerji depolarının sıcaklıklarına bağlı olduğu görülecektir.



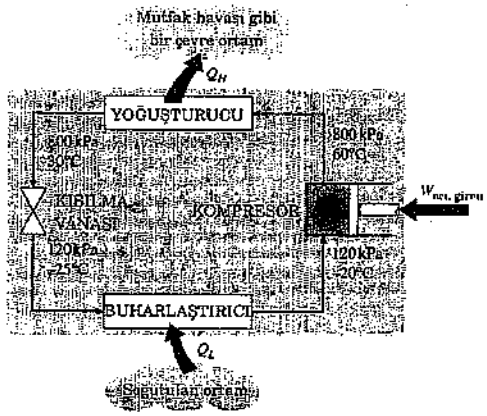
ŞEKİL 19
İkinci yasanın Kelvin Planck ifadesine aykırı bir ısı makinesi.

5-4 ■ SOĞUTMA MAKİNELERİ VE ISI POMPALARI

Isı geçişinin her zaman sıcaklığın azaldığı yönde olduğu bilinen bir gerçektir, başka bir deyişle, ısı geçişi yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama olur. Bu doğal bir olgudur, kendiliğinden gerçekleşir. Bu olgunun tersi kendiliğinden gerçekleşemez. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi ancak **soğutma makinelerinin** kullanımıyla olanaklıdır.

Soğutma makineleri de ısı makineleri gibi bir çevrimi esas alarak çalışır. Bir soğutma çevriminde kullanılan aracı akışkana **soğutucu akışkan** adı verilir. En yaygın kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir ve Şekil 5-20'de gösterilen dört elemanla gerçekleştirilir: kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcı.

Soğutucu akışkan kompresöre buhar olarak girer ve burada yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Kompresör çıkışında kızgın buhar halinde

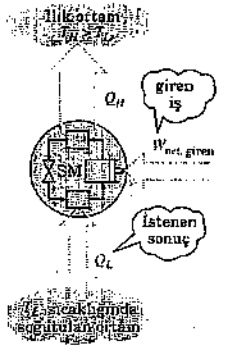


ŞEKİL 5-20
Bir soğutma sisteminin ana elemanları ve tipik çalışma koşulları.

olan akışkan, yoğuşturucuda çevre ortama ısı vererek soğur ve yoğuşur. Akışkan yoğuşturucudan sonra kılcal borulara girer ve kısılma etkisiyle basıncı ve sıcaklığı büyük ölçüde azalır. Soğutucu akışkan daha sonra buharlaştırıcıda soğutulan ortamdan ısı alarak buharlaşır. Çevrim, buharlaştırıcıdan çıkan akışkanın kompresöre girmesiyle tamamlanır.

Evlerde kullanılan buzdolabında, soğutucu akışkana ısı geçişinin olduğu dondurucu bölümü, buharlaştırıcı işlevini görür, buzdolabının arkasındaki borular ise, akışkanın mutfaktaki havaya ısı verdiği yoğuşturucudur.

Bir soğutma makinesinin genel çizimi Şekil 5-21'de gösterilmiştir. Burada Q_L, T_L sıcaklığındaki soğutulan ortamdan çekilen ısıyı göstermektedir. Q_H ise T_H sıcaklığındaki ılık ortama verilen ısıyı simgelemektedir. $W_{net,giren}$, soğutma makinesine girilen net iştir. Daha önce belirtildiği gibi Q_L ve Q_H yönleri belli olan artı değerlerdir.



ŞEKİL 5-21
Bir soğutma makinesinin amacı soğutulan ortamdan Q_L ısısını çekmektir.

Etkinlik Katsayısı

Bir soğutma makinesinin verimi **etkinlik katsayısı** ile ifade edilir ve COP_{SM} ile gösterilir. Soğutma makinesinin amacı, soğutulan ortamdan ısı çekmektir (Q_L). Bu amacı gerçekleştirmek için bir iş yapılması gerekir ($W_{net,giren}$). Bu durumda soğutma makinesinin etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

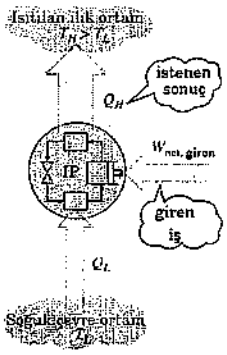
$$COP_{SM} = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} = \frac{Q_L}{W_{net,giren}} \qquad (5\text{-}9)$$

Bu bağıntıda, Q_L yerine $\dot{Q}_L$ ve $W_{net,giren}$ yerine $\dot{W}_{net,giren}$ de yazılabilir.

Bir çevrim için, enerjinin korunumu ilkesi,

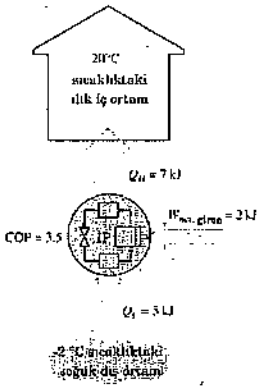
$$W_{net,giren} = Q_H - Q_L \qquad \text{(kJ)} \qquad (5\text{-}10)$$

olduğundan, soğutma makinesinin etkinlik katsayısı,



ŞEKİL 5-22

Bir ısı pompasının amacı, ılık ortama Q_H ısısını vermektir.



ŞEKİL 5-23

Bir ısı pompasına giren iş, soğuk dış ortamdan alınan ısı enerjinin ılık iç ortama verilmesini sağlar.

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \tag{5-11}$$

şeklinde de yazılabilir. COP_{SM} değerinin *birden büyük olabileceği* belirtilmelidir. Başka bir deyişle, soğutulan ortamdan çekilen ısı, bunu sağlamak için yapılması gereken işten daha büyük olabilir. Oysa ısıl verimin birden büyük olması sözkonusu olamaz. Gerçekten de soğutma makinesinin etkinliğini ısıl verim yerine etkinlik katsayısıyla belirtmenin gerekçesi, ısıl verimin birden küçük olma zorunluluğundan kaynaklanmaktadır.

Isı Pompaları

Düşük sıcaklıkta bir ortamdan yüksek sıcaklıkta bir ortama ısıl enerji aktaran bir başka makine de Şekil 5-22'de gösterilen **ısı pompasıdır**. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler, fakat kullanım amaçları farklıdır. Bir soğutma makinesinin amacı düşük sıcaklıktaki ortamı, ortamdan ısı çekerek çevre sıcaklığının altında tutmaktır. Daha sonra çevreye veya yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi, çevrimi tamamlamak için yapılması zorunlu bir işlemdir fakat amaç değildir. Isı pompasının amacı ise bir ortamı sıcak tutmaktır. Bu işlevi yerine getirmek için düşük sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposundan alınan ısı, ısıtılmak istenen ortama verilir. Düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposu genellikle soğuk çevre havası, kuyu suyu veya toprak, ısıtılmak istenen ortam ise bir evin içidir (Şekil 5-23).

Bir buzdolabı kışın kapısı açık olarak pencerenin önüne yerleştirilirse, dışarıdaki soğuk havadan aldığı ısıl enerjiyi arkasındaki borular aracılığıyla eve verecektir, başka bir deyişle ısı pompası gibi çalışacaktır (Şekil 5-24).

Isı pompasının etkinliği de **etkinlik katsayısı**, COP_{IP} ile ifade edilir:

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} = \frac{Q_H}{\dot{W}_{\text{net, giren}}} \tag{5-12}$$

veya

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \tag{5-13}$$

5-9 ve 5-12 numaralı denklemler karşılaştırıldığı zaman, Q_H ve Q_L değerleri her iki çevrimde de eşit olmak koşuluyla aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \text{COP}_{\text{SM}} + 1 \tag{5-14}$$

Bu sonuç ısı pompasının etkinlik katsayısının her zaman birden büyük olduğunu göstermektedir, çünkü COP_{SM} her zaman artı değere sahiptir. Başka bir deyişle, en kötü durumda bile ısı pompası bir elektrikli ısıtıcı gibi çalışacak, tükettiği kadar elektrik enerjisini eve ısı olarak aktaracaktır. Gerçek uygulamalarda Q_H'nın bir bölümü borulardan dış havaya geçer ve COP_{IP}, dış hava sıcaklığı çok düşük olduğu zaman 1'in altına da inebilir. Bu durum gerçekleştiğinde sistem, elektrikli ısıtıcı olarak çalıştırılır. Bugün kullanılan ısı pompalarının mevsimlik ortalama COP değerleri 2 ile 3 arasındadır.

Bir iklimlendirme veya klima cihazı da temelde bir buzdolabından farklı değildir. Soğutulan ortam birinde yiyecek bölmesi, diğerinde odadır. Pencereye konan bir iklimlendirme cihazı, odadan ısı alıp dışarıya ısı vererek odayı soğutur. Aynı iklimlendirme cihazı kışın ters yönde yerleştirilerek bir ısı pompası işlevini görebilir. Bu çalışma düzeninde, cihaz dışarıdan ısı alarak odaya ısı verecektir. İklimlendirme sistemlerinde yazın klima cihazı, kışın da ısı pompası olarak çalışmaya olanak tanıyacak kontrol düzenlemeleri genellikle vardır.

Amerika Birleşik Devletleri'nde buzdolapları ve iklimlendirme cihazları, **Enerji Etkinlik Oranı** (EER) adı verilen bir kıstasa göre değerlendirilir. EER, tüketilen her Wh (watt-saat) elektrik için soğutulan ortamdan Btu olarak çekilen ısıl enerjidir. COP ile EER arasındaki ilişki kolaylıkla bulunabilir. Bir Wh elektrik tüketirken soğutulan ortamdan 1 Wh ısı çeken bir cihazın COP'si 1 olacaktır. Bir Wh = 3.412 Btu olduğuna göre, COP'si 1 olan bir cihazın EER'si 3.412 olur. Bu sonuç bir bağıntı biçiminde ifade edilebilir:

$$\text{EER} = 3.412\ \text{COP}$$

İklimlendirme cihazlarının EER değerleri çoğunlukla 8 ile 12 arasındadır. Bu değer COP olarak 2.3 ile 3.5 arasındadır. Trane Şirketi tarafından son yıllarda yapılan, pistonlu ve değişken devirli kompresör kullanan bir ısı pompasının etkinlik katsayısı, ısıtma düzeninde COP = 3.3, iklimlendirme düzeninde ise COP = 5.0 (EER = 16.9) olarak verilmiştir. Değişken devirli kompresörler ve fanlar değişen ısıtma/soğutma yüklerine ve dış hava koşullarına göre, en etkin çalışacak biçimde bir mikro işlemci tarafından yönetilirler. Örneğin, iklimlendirme düzenindeyken sıcak günlerde hızlı, daha serin günlerde düşük devirde çalışarak hem konfor hem de verimlilik açısından istenilen düzeyi sağlarlar.

ŞEKİL 5-24

Ters yönde yerleştirildiğinde bir iklimlendirme cihazı ısı pompası gibi çalışır.

ÖRNEK 5-3

Bir buzdolabının iç ortamından dakikada 360 kJ ısı çekilerek iç ortam 4 °C sıcaklıkta tutulmaktadır. Buzdolabını çalıştırmak için gerekli güç 2 kW olduğuna göre, (*a*) buzdolabının etkinlik katsayısını, (*b*) buzdolabından mutfağa olan ısı geçişini hesaplayın.

Çözüm (*a*) Soğutma makinesinin (buzdolabının) etkinlik katsayısı 5-9 numaralı denklemle tanımlanmıştır:

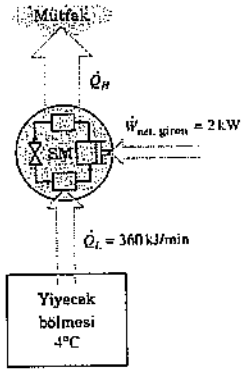
$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{net, giren}}} = \frac{360\ \text{kJ/dakika}}{2\ \text{kW}}\left(\frac{1\ \text{kW}}{60\ \text{kJ/dakika}}\right) = 3$$

Böylece, buzdolabına giren her 1 kJ iş için buzdolabının iç ortamından 3 kJ ısı çekilmektedir.

(*b*) Buzdolabının mutfağa verdiği ısıyı hesaplamak için birinci yasadan yararlanılabilir (5-10 numaralı denklem):

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{\text{net, giren}} = 360\ \text{kJ/dakika} + (2\ \text{kW})\left(\frac{60\ \text{kJ/dakika}}{1\ \text{kW}}\right) = 480\ \text{kJ/dakika}$$

Dikkat edilirse mutfağa geçen ısı, soğutulan ortamdan çekilen ısıyla buzdolabına giren elektrik işinin toplamıdır. Mutfağa geçen ısı, mutfağın iç enerjisini



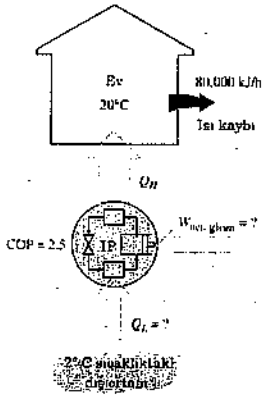
ŞEKİL 5-25

Örnek 5-3'ün genel çizimi.

(sıcaklığını) artırmaktadır. Bu örnekten de açıkça görüldüğü gibi, enerji bir biçimden diğerine dönüşebilmekte, bir ortamdan başka bir ortama geçebilmekte, fakat hiçbir zaman yokolmamaktadır.

ÖRNEK 5-4

Bir evi ısıtmak için ısı pompası kullanılmaktadır. Dış sıcaklığın –2 °C olduğu bir zamanda evin ısı kaybı 80000 kJ/h'dir. Evin iç sıcaklığı 20 °C'dir. Isı pompasının etki katsayısı (COP_{IP}) bu koşullarda 2.5 ise, (*a*) ısı pompasının tükettiği gücü, (*b*) soğuk dış havadan ısı pompasına geçen ısıyı hesaplayın.



ŞEKİL 5-26
Örnek 5-4'ün genel çizimi.

Çözüm (*a*) Şekil 5-26'da gösterilen ısı pompası tarafından tüketilen güç, ısı pompası için etkinlik katsayısının tanımını veren 5-12 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\dot{W}_{net,\ giren} = \frac{\dot{Q}_H}{COP_{IP}} = \frac{80000\ kJ/h}{2.5} = 32000\ kJ/h\ (\text{veya } 8.9\ kW)$$

(*b*) Evin ısı kaybı 80000 kJ/h'dir. Eğer evin iç sıcaklığı 20 °C'de sabit kalacaksa, birim zamanda aynı miktarda ısıl enerjinin (80000 kJ/h) ısı pompası tarafından sağlanması gerekecektir. Dışarıdan alınması gereken ısı çevrim için enerjinin korunumu ilkesini ifade eden 5-10 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_H - \dot{W}_{net,\ giren} = (80000 - 32000)\ kJ/h = 48000\ kJ/h$$

Eve bir saatte verilen 80000 kJ ısının 48000 kJ kadarlık bölümü soğuk dış havadan alınmaktadır. Bu nedenle, ödeme yapılarak alınan enerji, ısı pompasına bir saatte elektrik enerjisi olarak giren 32000 kJ enerjidir. Eğer doğrudan bir elektrikli ısıtıcı kullanılsaydı, saatte 80000 kJ enerjinin tümünün ödenmesi gerekirdi. Bu değer ısı pompası için yapılması gereken ödemenin 2.5 katıdır. Bu sonuç, ilk yatırım maliyetlerinin yüksekliğine karşın ısı pompalarının neden yaygınlaştığını açıklamaktadır.

Termodinamiğin İkinci Yasasının Clausius İfadesi

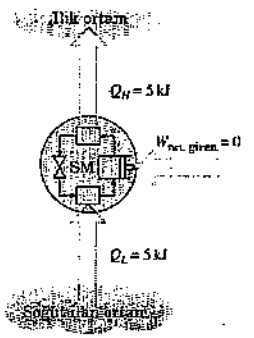
Termodinamiğin ikinci yasası yıllardan beri iki farklı biçimde ifade edilmiştir: Bunlar, ısı makinelerine daha uygun olan ve yukarıda incelenen Kelvin-Planck ifadesiyle soğutma makineleri ve ısı pompalarına daha uygun olan Clausius ifadeleridir. Termodinamiğin ikinci yasasının Clausius tarafından ifade ediliş biçimi şöyledir:

> *Termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin, başka hiçbir enerji etkileşiminde bulunmadan, düşük sıcaklıktaki bir cisimden ısı alıp yüksek sıcaklıktaki bir cisme ısı vermesi olanaksızdır.*

Isının kendiliğinden soğuk bir ortamdan sıcak bir ortama geçmediği bilinen bir olgudur. Clausius ifadesinden, bir çevrim gerçekleştirerek çalışan ve soğuk bir ortamdan sıcak bir ortama ısı aktaran bir makinenin yapılamayacağı anlamı çıkarılmamalıdır. Tersine, bir buzdolabında yapılan tam olarak budur. Clausius ifadesi sadece, buzdolabının çalışabilmesi için çevrime dışarıdan bir iş girişinin olması gerektiğini

vurgular (Şekil 5-27). Bu yolla çevrimin çevre üzerindeki net etkisi, düşük sıcaklıktaki cisimden yüksek sıcaklıktaki cisme ısı aktarımı yanında, bir iş tüketimidir. Başka bir deyişle, gerçekleşen çevrim çevrede bir değişime yol açar. Bu nedenle ev buzdolabı, ikinci yasanın Clausius tarafından ifade ediliş biçimiyle tam bir uyum içindedir.

Termodinamiğin ikinci yasasının gerek Kelvin-Planck, gerekse Clausius ifadelerinde bir olumsuzluk vardır. Olumsuzluk belirten savların kanıtlanması olanaksızdır. Termodinamiğin ikinci yasası da diğer fizik yasaları gibi deneysel gözlemlere dayanır. Bugüne kadar ikinci yasanın doğru olmadığını gösteren bir deney yapılamamıştır, bu da geçerliliğinin yeterli kanıtı olarak kabul edilmelidir.

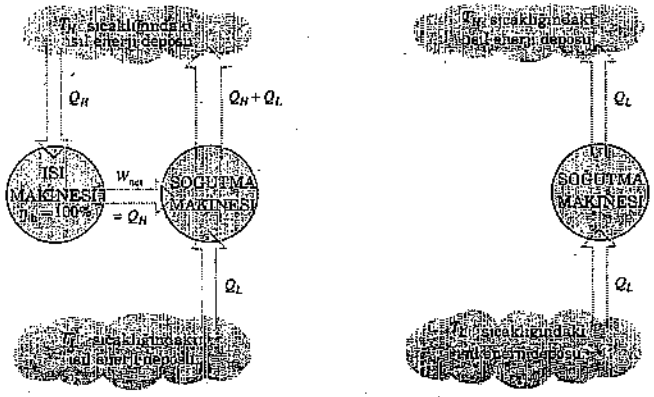


ŞEKİL 5-27
İkinci yasanın Clausius ifadesine aykırı bir soğutma makinesi.

İki İfadenin Eşanlamlılığı

Nasıl ifade edilirse edilsin, termodinamiğin ikinci yasası tektir. İfadelerden birine göre ikinci yasaya aykırı olan bir makine (veya çevrim), ifadelerden diğerine göre de ikinci yasaya aykırı olur. Bunun açıklaması şöyle yapılabilir:

Şekil 5-28*a*'da gösterilen ve aynı ısıl enerji depoları arasında çalışan ısı makinesi, soğutma makinesi ikilisi ele alınsın. Isı makinesinin veriminin, ikinci yasanın Kelvin-Planck tarafından ifade ediliş biçimine aykırı olarak, yüzde 100 olduğu kabul edilsin. Böylece bu makine yüksek sıcaklıktaki kaynaktan aldığı tüm ısıyı (Q_H), işe (W) dönüştürmektedir. Bu iş soğutma makinesine aktarılsın. Soğutma makinesi düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposundan Q_L miktarında ısı almakta,



(*a*) Gücünü % 100 verimli bir ısı makinesinden alan soğutma makinesi

(*b*) Eşdeğer soğutma makinesi

ŞEKİL 5-28
Kelvin-Plank ifadesine aykırı bir durumun Clausius ifadesine de aykırı olacağının kanıtı.

yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna ise $Q_L + Q_H$ miktarında ısı vermektedir. Bu işlem sırasında yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna net olarak Q_L miktarında ısı aktarılmaktadır ($Q_L + Q_H$ ile Q_H arasındaki fark). Böylece ısı makinesi-soğutma makinesi ikilisi bir soğutma makinesi olarak ele alınırsa (Şekil 5-28b), Q_L miktarında ısının soğuk or-

tamdan sıcak ortama dışarıdan girilen bir işe gerek olmadan aktarıldığı görülecektir. Bu sonuç, Clausius ifadesine göre ikinci yasaya aykırıdır. Bu durumda, Kelvin-Planck ifadesine göre ikinci yasaya aykırı olan bir makine Clausius ifadesine göre de ikinci yasaya aykırı olmaktadır.

Benzer biçimde, Clausius ifadesine göre ikinci yasaya aykırı olan bir makinenin (veya çevrimin), Kelvin-Planck ifadesine göre de ikinci yasaya aykırı olacağı gösterilebilir. Bu nedenle Clausius ve Kelvin-Planck ifadeleri, termodinamiğin ikinci yasasının eşdeğer anlatımlarıdır.

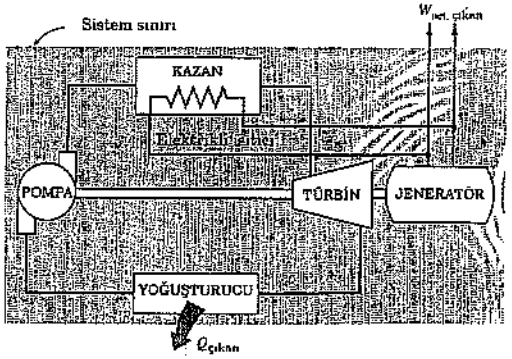
5-5 ■ DEVRİDAİM MAKİNELERİ

Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına uymayan bir hal değişiminin gerçekleşemeyeceğini birçok kez vurguladık. Termodinamiğin birinci veya ikinci yasasına aykırı olan bir makineye **devridaim makinesi** adı verilir. Bugüne kadar yapılmaya çalışılan tüm devridaim makineleri başarısızlıkla sonuçlanmış olsa bile, bu yoldaki çabalar inançla süregelmiştir.

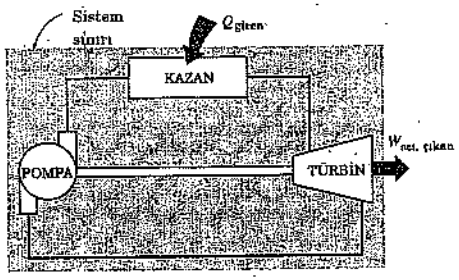
Termodinamiğin birinci yasasına aykırı olan makinelere, başka bir deyişle enerji vareden makinelere **birinci türden devridaim makineleri** (DDM1), termodinamiğin ikinci yasasına aykırı olan makinelere de **ikinci türden devridaim makineleri** (DDM2) adı verilir.

Şekil 5-29'da gösterilen buharlı güç santrali ele alınsın. Buharın, fosil yakıtlardan sağlanan enerji veya nükleer enerji yerine, kazana yerleştirilmiş elektrikli ısıtıcılarla üretilmesi düşünülmektedir. Santralin ürettiği elektriğin bir bölümü elektrikli ısıtıcıyı ve pompayı çalıştırmak için kullanılacaktır. Geri kalan elektrik, net iş çıkışı olarak şebekeye sunulacaktır. Bu santralin mucidi, bir kez çalışmaya başladıktan sonra sistemin sonsuza kadar, dışarıdan bir enerji gerektirmeden elektrik üreteceğini savunmaktadır.

Bu sistem ilk bakışta, çalışması durumunda dünyanın enerji sorununu çözecek bir makine gibi görünmektedir. Fakat dikkatli bir inceleme, bu makinenin dışarıdan enerji almadan, dışarıya $\dot{Q}_{\text{çıkan}} + \dot{W}_{\text{net, çıkan}}$ miktarda güç ilettiğini göstermektedir. Başka bir deyişle, sistem birim zamanda $\dot{Q}_{\text{çıkan}} + \dot{W}_{\text{net, çıkan}}$ miktarda enerji varetmektedir ki bu açıkça birinci yasaya aykırıdır. Bu nedenle bu makine bir DDM1'dir ve önemsenmemesi gerekir.



ŞEKİL 5-29
Termodinamiğin birinci yasasına aykırı bir devridaim makinesi (DDM1).



ŞEKİL 5-30
Termodinamiğin ikinci yasasına aykırı bir devridaim makinesi (DDM2).

İkinci örnek olarak gene aynı mucidin bir başka makinesi incelensin. Enerjinin varedilemeyeceği konusundaki düşüncelerini değiştirdikten sonra, mucit aşağıda belirtilen ve birinci yasaya aykırı olmayan değişikliklerin güç santralinin ısıl verimini büyük ölçüde iyileştireceğini savunmaktadır. Kazanda buhara verilen enerjinin büyük bir bölümünün yoğuşturucuda çevreye verilerek boşa harcandığını belirten mucit, yoğuşturucuyu kaldırarak, türbinden çıkan buharı Şekil 5-30'da görüldüğü gibi doğrudan pompaya göndermeyi tasarlamıştır. Böylece kazanda buhara verilen ısının tümü işe dönüşecek ve kuramsal olarak verim yüzde 100 olacaktır. Mucit hareketli parçalar arasındaki sürtünmenin ve ısı kayıplarının tümüyle önlenemeyeceğini, fakat iyi bir tasarımla verimin yüzde 80 olabileceğini belirtmektedir. Günümüzün buharlı güç santrallerinin yüzde 40 ısıl verimle çalıştığı gözönüne alınırsa, bu değer oldukça yüksektir.

Termodinamik bilgisi olmayan bir işletmeci, verimi iki katına çıkaran bu tasarımın en azından denemeye değer olduğu sonucuna varabilir, çünkü sistemin görünürde hatalı bir yanı yoktur. Fakat bir termodinamik öğrencisi, bu makinenin bir DDM2 olduğunu hemen anlar, çünkü makine sadece bir kaynakla (kazan) ısı alışverişinde bulunmakta ve net iş üretmektedir. Bu nedenle makine birinci yasaya uygun olmakla birlikte ikinci yasaya aykırı olduğu için çalışmayacaktır.

Bugüne kadar çok sayıda devridaim makinesi tasarımı ortaya atılmıştır ve bu konu günümüzde de mucitlerin ilgisini çekmektedir. Bazı öneri sahipleri tasarımlarının patentlerini almak için uğraşmışlar, fakat sonunda tasarımlarının pratik bir sonuç vermeyeceğini anlamışlardır.

Bazı devridaim makinesi mucitleri düşlerini gerçekleştirmek için para toplamakta başarılı olmuşlardır. Örneğin, Philadelphia'lı bir marangoz olan J. W. Kelly, 1874 ile 1898 yılları arasında, bir treni bir litre suyla 3000 mil götüreceğini savunduğu, *hidropnömatik-darbeli-vakum-motoru* için milyonlarca dolar toplamış, ancak 1898'de ölümünden sonra, gösteri için yapılan modelde ufak bir motorun gizli olduğu ortaya çıkmıştır. Yakın bir tarihte, bir grup yatırımcı, aldığı gücü yükselten bir *enerji artırıcı* için 2.5 milyon dolar yatırım yapmaya karar vermiş, fakat avukatların önce bir uzmanın görüşüne başvurmayı salık vermeleri üzerine mucit, hazırladığı modeli çalıştırmaya gerek görmeden, izini kaybettirmeyi tercih etmiştir.

Devridaim makineleri için patent başvurularından rahatsız olan ABD Patent Bürosu, 1918 yılından başlayarak devridaim makineleriyle ilgili başvuruları kabul etmemeye karar vermiştir. Buna rağmen bu konuda birçok başvuru yapılmış ve bazıları da gözden kaçarak incelemeye alınmıştır. Örneğin 1982 yılında ABD Patent Bürosu, ağır bir döner mıknatısla kilometrelerce uzunlukta bakır telden oluşan ve bir pil bataryasından aldığı elektrikten çok daha fazlasını ürettiği savunulan kocaman bir makineyi reddetmiştir. Bunun üzerine dava açılmış ve sonunda 1985'te Ulusal Standartlar Bürosu makineyi test ederek pille çalıştığını tescil etmiştir. Fakat bu sonuç makinenin mucidi için inandırıcı olmamıştır.

Devridaim makinelerini önerenler genellikle yaratıcı bir kafaya sahip fakat sağlam bir mühendislik eğitiminden geçmemiş kişilerdir. Hiç kimse, zekice tasarlanmış bir devridaim mekanizması gördüğü zaman 'acaba' sorusunu aklından geçirmeden edemez. Fakat şu deyim akıldan çıkarılmamalıdır: Eğer bir şeyin gerçeğin ötesinde iyi olduğu söyleniyorsa, büyük bir olasılıkla öyledir.*

5-6 ■ TERSİNİR VE TERSİNMEZ HAL DEĞİŞİMLERİ

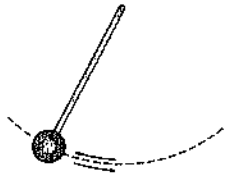
Termodinamiğin ikinci yasasına göre hiçbir ısı makinesinin verimi yüzde 100 olamaz. Bu durumda akla şu soru gelmektedir: Bir ısı makinesinin sahip olabileceği en yüksek verim nedir? Bu soruyu yanıtlamadan önce en iyi veya mükemmel bir hal değişiminin tanımını yapmak gerekir. Bu tür bir hal değişimine, *tersinir hal değişimi* denir.

Bölüm 5-1'de incelenen hal değişimlerinin belirli bir yönde gerçekleştikleri gözlenmişti. Bu hal değişimleri gerçekleştikten sonra, sistemin çevreyle aynı etkileşimleri ters yönde gerçekleştirerek yeniden ilk haline dönmesi olanaksızdır. Bu tür hal değişimleri *tersinmez hal değişimleri* diye tanımlanır. Bir fincan kahvenin çevreye ısı vererek soğuduktan sonra, çevreyle eşit fakat ters yönde bir ısı etkileşiminde bulunarak ilk haline dönmesi olanaksızdır. Eğer bu mümkün olabilseydi, hal değişimi *tersinir* olurdu.

Tersinir hal değişimi, *bir yönde gerçekleştikten sonra, çevre üzerinde hiçbir iz bırakmadan ters yönde de gerçekleşebilen hal değişimi* diye tanımlanır (Şekil 5-31). Başka bir deyişle, ters yöndeki hal değişiminden sonra hem sistem hem de çevre ilk hallerine geri dönerler. Bu ancak, her iki yöndeki hal değişimi birlikte ele alındığı zaman, net ısı geçişi *ve* net iş sıfır olursa mümkündür. Tersinir olmayan hal değişimi, **tersinmez hal değişimi** diye adlandırılır.

Bir sistem, ister tersinir ister tersinmez olsun, bir dizi hal değişiminden geçerek yeniden ilk haline dönebilir. Vurgulanması gereken husus, çevrimin tersinir hal değişimlerinden oluşması durumunda, çevrede net bir değişimin olmamasıdır. Tersinmez hal değişimlerindeyse, çevre sistem üzerinde bir miktar net iş yapar ve bu nedenle ilk haline geri dönmez.

Doğada tersinir hal değişimlerine rastlanmaz. Tersinir hal değişimleri, gerçek hal değişimlerinin kuramsal benzerleridir. Bazı gerçek hal değişimleri, tersinir hal değişimlerine yaklaşabilir, fakat hiçbir zaman tersinir olamaz. Başka bir anlatımla, doğadaki tüm hal değişimleri tersinmezdir. Bu durumda tersinir hal değişimlerini incelemenin bir yararı var mıdır? Bu soruya iki yanıt verilebilir. Öncelikle, sistem tersinir bir hal değişimi sırasında bir dizi denge halinden geçtiği için, çözümleme kolaylaşır. İkinci olarak, tersinir hal değişimi gerçek hal değişimlerinin karşılaştırılabileceği bir model oluşturur.



(a) Sürtünmesiz sarkaç

(b) Bir gazın sanki-dengeli genişlemesi ve sıkıştırılması

ŞEKİL 5-31
Bilinen iki tersinir hal değişimi.

* If something sounds too good to be true, it probably is.

Günlük yaşantıda, Bay Mükemmel ve Bayan Mükemmel gibi kavramlar da, tersinir veya mükemmel hal değişimlerini andırır. Bay veya Bayan Mükemmel'i bulmak için yola çıkanlar, yaşamlarının geri kalan bölümünü Bay veya Bayan Tek olarak geçirirler. Mükemmel bir eş bulma olasılığı, tersinir bir hal değişimi bulmak kadardır. Benzer biçimde, arkadaşlarında mükemmellik arayanlar arkadaş bulamazlar.

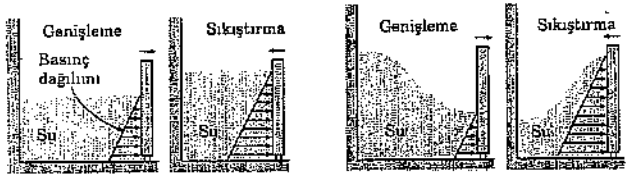
Mühendislerin tersinir hal değişimleriyle ilgilenmelerinin nedeni açıktır. Otomobil motorları, gaz ve buhar türbinleri gibi iş yapan makineler, *en çok işi* tersinir bir hal değişimi sırasında yaparlar. Benzer olarak, kompresör, fan ve pompa gibi, çalışmaları için iş tüketen makineler de *en az işi* tersinir bir hal değişimi sırasında gerektirirler (Şekil 5-32).

Tersinir hal değişimleri, tersinmez hal değişimlerinin erişebilecekleri bir *kuramsal veya üst sınır* olarak düşünülebilir. Bazı hal değişimleri diğerlerinden daha çok tersinmezdir. Tersinir bir hal değişimi hiçbir zaman elde edilemese de, ona yaklaşılabilir. Tersinir hal değişimine ne kadar yaklaşılırsa, bir türbinden o kadar daha fazla iş elde edilecektir veya bir kompresörde o kadar daha az iş tüketilecektir.

Tersinir hal değişimi kavramı, gerçek hal değişimleri için *ikinci yasa verimi* tanımına yol açmıştır. Bu verim gerçek hal değişimlerinin tersinir hal değişimlerine ne ölçüde yaklaştığını belirler. İkinci yasa verimini kullanarak aynı amaç için tasarlanmış makinelerin karşılaştırması yapılabilir. Daha iyi olan tasarım, tersinmezliklerin daha az olduğu, ikinci yasa veriminin daha yüksek olduğu tasarımdır.

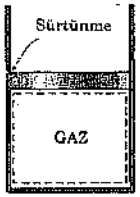
Tersinmezlikler

Bir hal değişiminin tersinmez olmasına neden olan etkenlere **tersinmezlik** adı verilir. Sürtünme, dengesiz genişleme, iki gazın karıştırılması, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi, elektrik direnci, katıların elastik olmayan şekil değiştirmeleri ve kimyasal reaksiyonlar bu etkenler arasındadır. Bunlardan herhangi birinin varlığı hal değişimini tersinmez yapar. Tersinir bir hal değişiminde bu etkenlerden hiçbiri yoktur. Aşağıda, en çok karşılaşılan tersinmezliklerden bazıları incelenecektir.



(a) Yavaş (tersinir) hal değişimi (b) Hızlı (tersinmez) hal değişimi

ŞEKİL 5-32
En çok iş tersinir hal değişimleri sırasında yapılır. En az iş tersinir hal değişimleri sırasında gerekir.



ŞEKİL 5-33
Sürtünme bir hal değişimini tersinmez kılar.

Sürtünme

Sürtünme hareketle ilgili, bilinen bir tersinmezliktir. Birbiriyle temas eden iki cisim birbirlerine göre hareket ederlerse, temas yüzeyinde harekete karşı bir sürtünme kuvveti oluşur, hareketi sürdürmek için bu kuvvete karşı bir işin yapılması gerekir. Örnek olarak Şekil 5-33'te gösterilen pistonun silindir içindeki hareketi verilebilir. İş olarak verilen enerji sonuçta ısıya dönüşür, temas eden cisimlere geçer ve temas yüzeyinde sıcaklığın yükselmesine neden olur. Hareketin yönü değiştirilip cisimler ilk konumlarına getirilirlerse, temas yüzeyinin soğumadığı ve ısıl enerjinin işe dönüşmediği görülür. Hatta cisimleri ilk konumlarına getirmek için sürtünmeye karşı daha çok işin yapılması gerekir ve bu işin de ısıya dönüştüğü görülür. Sistem (hareket eden cisimler) ve çevre eski hallerine geri getirilemedikleri için hal değişimi tersinmezdir. Bu nedenle sürtünmenin olduğu tüm hal değişimleri tersinmezdir. Sürtünme kuvvetleri ne kadar büyük olursa tersinmezlik de o ölçüde büyük olur.

Sürtünme sadece birbirine temas eden iki katı cisim için sözkonusu değildir. Bir katıyla akışkan arasında, hatta hareket halindeki akışkanın farklı hızlardaki tabakaları arasında da vardır. Bir otomobil motoru tarafından üretilen gücün önemli bir bölümü, taşıtın dış yüzeyi ile hava akışı arasındaki sürtünmeyi yenmek için kullanılır. Bu enerji sonuçta havanın iç enerjisini artırmaya gider. Bu hal değişimini ters çevirmek ve yitirilen işi geri kazanmak, enerjinin korunumu ilkesine aykırı olmasa da, olanaksızdır.

Sanki-dengeli-olmayan Genişleme ve Sıkıştırma

Birinci Bölümde sanki-dengeli bir hal değişimi tanımlanmış ve bu tür bir hal değişimi sırasında sistemin her anda denge haline çok yakın olduğu belirtilmişti. İçinde bir gaz bulunan sürtünmesiz ve adyabatik bir piston-silindir düzeneği ele alınsın. Piston silindirin içine doğru itilerek gaz sıkıştırılsın. Pistonun hızı çok yüksek değilse gazın sıcaklığı ve basıncı dengeli bir biçimde artacaktır. Sistem her anda bir denge haline yakın olduğu için bu hal değişimi sanki-dengeli bir hal değişimidir.

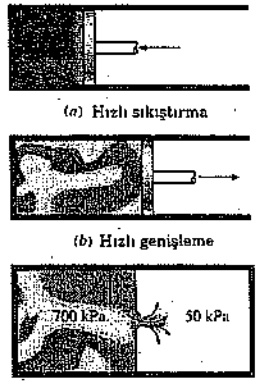
Daha sonra pistonun üzerindeki kuvvet yavaş yavaş azaltılarak gazın genişlemesi sağlansın. Eğer gazın genişlemesi yavaş olursa hal değişimi sanki-dengeli olacaktır. Piston ilk konumuna geri döndüğü zaman, sıkıştırma sırasında gaz üzerinde yapılan tüm sınır işi ($P\,dV$), genişleme sırasında çevreye geri aktarılmıştır. Başka bir deyişle, birleşik hal değişimi sırasında yapılan net iş sıfırdır. Hal değişimi sırasında ısı geçişi de olmamıştır, böylece hem sistem hem de çevre birleşik hal değişimi sonunda ilk hallerine dönmüştür. Bu nedenle bir gazın yavaş, sürtünmesiz ve adyabatik sıkıştırılması veya genişlemesi tersinir bir hal değişimidir.

Aynı deney bu kez Şekil 5-34'te gösterildiği gibi sanki-dengeli olmayan bir biçimde tekrarlansın. Piston içeri doğru hızla itilirse, pistonun içe bakan yüzeyine yakın gaz molekülleri kaçmak için yeterince zaman bulamayacak, bu nedenle pistonun önünde bir kümelenme olacaktır. Bu da piston önündeki basıncın gazın diğer bölgelerinden daha büyük olmasına yol açacaktır. Basıncın düzgün dağılı olmaması hal

değişimini tersinmez yapacaktır. Sınır işi piston yüzeyindeki basıncın fonksiyonu olduğu için, sanki-dengeli-olmayan bu hal değişimi sırasında yapılan iş, sanki-dengeli hal değişimi sırasında yapılan işe oranla daha büyük olacaktır. Şimdi de gaz hızla genişleyerek ilk konumuna gelsin. Gaz molekülleri pistonu yeterince hızla izleyemedikleri için pistonun arkasında bir düşük basınç bölgesi oluşacaktır. Bu nedenle, sanki-dengeli-olmayan genişleme sırasında yapılan iş, sanki-dengeli genişleme sırasında yapılan işe oranla daha az olacaktır. Böylece genişleme sırasında gazın yaptığı iş, sıkıştırma sırasında gazın üzerinde yapılan işten daha azdır, bu nedenle çevrenin birleşik hal değişimi sırasında net bir iş açığı olmaktadır. Piston ilk konumuna döndüğü zaman gazın iç enerjisi, çevrenin yaptığı net işe eşit miktarda artmış olacaktır.

Sistem artan bu iç enerjisini ısı geçişi yoluyla çevreye vererek ilk haline geri dönebilir. Ama çevrenin ilk haline dönmesi ancak aktarılan ısıl enerjinin tümünün işe dönüştürülmesiyle mümkündür. Bu da ısıl verimi yüzde 100 olan bir ısı makinesi gerektirir ve termodinamiğin ikinci yasasına aykırıdır. Sadece sistem ilk haline geri dönebildiği için, bir gazın sanki-dengeli-olmayan adyabatik sıkıştırma ve genişlemesi tersinmezdir.

Bir gazın sanki-dengeli-olmayan genişlemesine başka bir örnek de, Şekil 5-34c'de görüldüğü gibi vakumla arasında bir zar bulunan gazın, zarın delinmesiyle dengesiz genişlemesidir. Zar delindiği zaman gaz tüm kabı doldurur. Sistem ilk haldeki basınç ve sıcaklığına, sıkıştırılarak ve çevreye ısı vererek getirilebilir. Bu hal değişimi sırasında yapılan iş, birinci yasaya göre çevreye olan ısı geçişine eşit olacaktır. Çevrenin ilk haline geri gelebilmesi ise ancak verilen ısının tümünün işe dönüştürülebilmesiyle mümkündür, bu da yukarıda olduğu gibi ikinci yasaya aykırıdır. Bu bakımdan bir gazın dengesiz genişlemesi tersinmez bir hal değişimidir.



(a) Hızlı sıkıştırma

(b) Hızlı genişleme

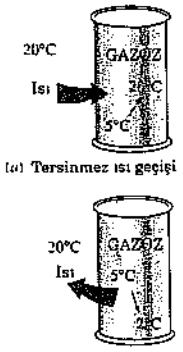
(c) Serbest genişleme

ŞEKİL 5-34
Tersinmez sıkıştırma ve genişleme.

Isı Geçişi

Herkesin yakından bildiği bir başka tersinmezlik, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişidir. Şekil 5-35'te gösterilen bir kutu soğuk gazoz incelensin. Odanın ılık havasından soğuk gazoza ısı geçişi olacak, gazoz bir süre sonra ısınacaktır. Bu hal değişiminin tersini uygulayarak gazozu yeniden başlangıç sıcaklığına getirmek ancak bir soğutma makinesi aracılığıyla yapılabilir. Bu da bir miktar iş gerektirir. Sonuçta gazoz ilk haline getirilebilir, fakat benzer durum çevre için sözkonusu değildir. Enerjinin korunumu ilkesi çevrenin iç enerjisindeki artışın, çevrenin soğutma makinesi üzerinde yaptığı işe eşit olduğunu gösterir. Çevrenin ilk haline dönmesi için, iç enerji artışının tümünün işe dönüştürülmesi gerekir, bu da ikinci yasaya aykırıdır. Hal değişimi sonunda sistemi ve çevreyi ilk hallerine geri getirmek mümkün olamadığı için, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi tersinmezdir.

Isı geçişi sistemle çevre arasında bir sıcaklık farkı olduğu zaman gerçekleşir. Bu nedenle fiziksel olarak tersinir bir ısı geçişi olamaz. Ancak cisimler arasındaki sıcaklık farkı sıfıra yaklaştıkça, ısı geçişinin tersinmezliği azalır ve sıfıra gider. Bu nedenle, ısı geçişi çok küçük bir sıcaklık farkında (dT) gerçekleştiği zaman tersinir kabul edilebilir. dT sıfıra giderken, hal değişimi en azından kuramsal olarak, soğutma



(a) Tersinmez ısı geçişi

(b) Gerçekleşmesi olanaksız ısı geçişi

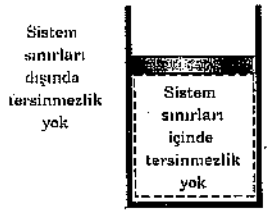
ŞEKİL 5-35
(a) Sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi tersinmezdir. (b) Soğuk ortamdan sıcak ortama kendiliğinden ısı geçişi olanaksızdır.

makinesine gerek kalmadan ters çevirilebilir. Tersinir ısı geçişi sadece düşüncede vardır ve laboratuvarda gerçekleştirilmesi olanaksızdır.

Cisimler arasındaki sıcaklık farkı azaldıkça, ısı geçişi de azalacaktır. Küçük sıcaklık farklarında, önemsenecek miktarda ısı geçişi ancak büyük yüzey alanlarıyla, uzun zaman aralıklarında gerçekleşebilir. Bu bakımdan tersinir ısı geçişi, termodinamik açıdan istense bile, uygulanabilir ve ekonomik değildir.

İçten ve Dıştan Tersinir Hal Değişimleri

Hal değişimi sistemle çevresi arasında bir etkileşimdir. Tersinir bir hal değişimi sırasında gerek sistem gerekse çevreyle ilgili bir tersinmezlik yoktur.



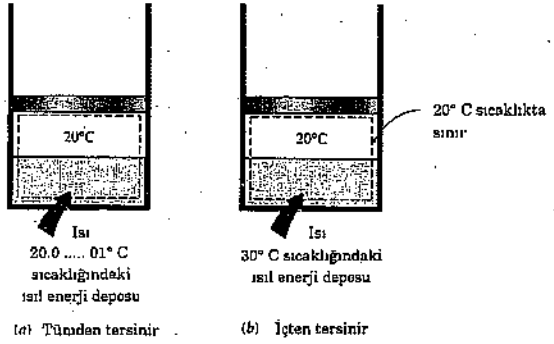
ŞEKİL 5-36
Tersinir bir hal değişiminde sistem sınırları içinde ve dışında tersinmezlik yoktur.

Eğer sistem sınırları içinde bir tersinmezlik yoksa, hal değişimi **içten tersinir** diye adlandırılır. İçten tersinir bir hal değişimi sırasında, sistem bir dizi denge halinden geçer ve hal değişimi ters yönde gerçekleştiğinde aynı denge hallerini izleyerek ilk hale döner. Başka bir deyişle, içten tersinir bir hal değişiminde düz ve ters yönde gidildiğinde izlenen yol aynıdır. Daha önce örnek olarak verilen sanki-dengeli hal değişimi içten tersinir bir hal değişimidir.

Hal değişimi sırasında eğer sistem sınırları dışında tersinmezlik olmazsa, hal değişimi **dıştan tersinir** diye adlandırılır. Bir ısıl enerji deposuyla sistem arasındaki ısı geçişi, sistemin depoyla temas eden sınırları depo sıcaklığında iseler dıştan tersinirdir.

Hal değişimi sırasında sistem veya ilişkide olduğu çevrede tersinmezlikler yoksa, hal değişimi **tümden tersinir** veya sadece **tersinir** diye adlandırılır (Şekil 5-36). Daha önce belirtildiği gibi tümden tersinir bir hal değişiminde sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi, sanki-dengeli olmayan değişimler, sürtünme ve benzer olgular yoktur.

Örnek olarak, sabit basınçta dolayısıyla sabit sıcaklıkta faz değişiminin gerçekleştiği birbirinin aynı iki sistem ele alınsın (Şekil 5-37). Her iki hal değişimi de içten tersinirdir, çünkü her ikisi de eşsıcaklıkta gerçekleşmekte ve aynı denge hallerinden geçmektedir. Gösterilen birinci hal değişimi ayrıca dıştan tersinirdir, çünkü çevreden ısı geçişi çok küçük bir sıcaklık farkında (dT) gerçekleşmektedir. İkinci hal değişimi dıştan tersinmezdir, çünkü çevreden ısı geçişi sonlu sıcaklık farkında (ΔT) olmaktadır.



ŞEKİL 5-37
Tümden ve içten tersinir ısı geçişi.

5-7 ■ CARNOT ÇEVRİMİ

Isı makinelerinin bir çevrim gerçekleştirerek çalıştığı ve aracı akışkanın her çevrimin sonunda ilk haline döndüğü daha önce belirtilmişti. Çevrimin bir bölümünde aracı akışkan iş yapar, bir bölümünde ise aracı akışkan üzerinde iş yapılır. İkisi arasındaki fark ısı makinesinin net işidir. Isı makinesi çevriminin verimi büyük ölçüde çevrimi oluşturan hal değişimlerinin nasıl gerçekleştiğine bağlıdır. Net iş ve buna bağlı olarak çevrimin ısıl verimi, en çok iş yapılan ve en az iş yapılmasını gerektiren hal değişimlerini, başka bir deyişle tersinir hal değişimlerini kullanarak en yüksek değerlere çıkarılabilir. Bu nedenle tümüyle tersinir hal değişimlerinden oluşan tersinir çevrimlerin en yüksek verime sahip olmaları şaşırtıcı sayılmamalıdır.

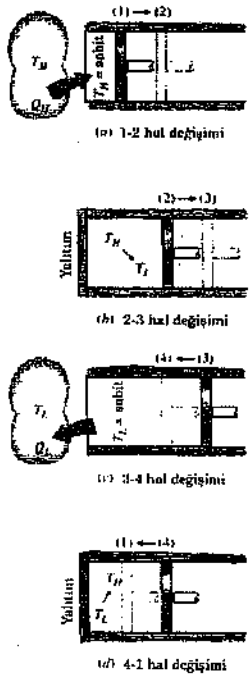
Tersinir çevrimlere gerçek uygulamalarda rastlanmaz, çünkü gerçek hal değişimlerinde tersinmezlikler yokedilemez. Fakat tersinir bir çevrimin verimi, gerçek çevrimin ulaşabileceği en yüksek verimi belirler. Tersinir çevrimlere dayalı ısı ve soğutma makineleri gerçek ısı ve soğutma makinelerinin karşılaştırıldığı modeller oluştururlar. Tersinir çevrimler aynı zamanda gerçek çevrimlerin geliştirilmesi aşamasında başlangıç noktaları oluştururlar. Bu ilk tasarım daha sonra gereksinimlere göre değiştirilir.

En çok bilinen tersinir çevrim, 1824 yılında Fransız mühendis ve bilim adamı Sadi Carnot tarafından ortaya atılan **Carnot Çevrimidir**. Carnot çevrimine göre çalışan kuramsal ısı makinesi ise **Carnot ısı makinesi** diye adlandırılır. Carnot çevrimi ikisi sabit sıcaklıkta, ikisi de adyabatik olmak üzere dört hal değişiminden oluşur, kapalı bir sistemde veya sürekli akışlı açık bir sistemde gerçekleştirilebilir.

Carnot çevrimini oluşturan dört tersinir hal değişimi aşağıda açıklanmıştır. Adyabatik silindir piston düzeneğinde bulunan bir gazın oluşturduğu kapalı sistemi inceleyelim (Şekil 5-38). Silindirin ön tarafındaki yalıtım gerektiği zaman kaldırılmakta ve sistem bir ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunabilmektedir.

Tersinir sabit sıcaklıkta genişleme (1-2 hal değişimi, T_H = sabit). İlk halde (1 hali) gazın sıcaklığı T_H'dir ve silindirin ön tarafı T_H sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposuyla etkileşimdedir. Daha sonra gaz yavaşça genişlemekte ve çevreye karşı iş yapmaktadır. Gaz genişlerken sıcaklığı düşme eğilimi göstermekte, fakat çok küçük bir sıcaklık düşüşü dT olduğunda ısıl enerji deposundan gaza ısı geçişi olmakta ve gaz sıcaklığı T_H değerine yükselmektedir. Böylece gazın sıcaklığı genişleme sırasında sabit kalmaktadır. Gazla ısıl enerji deposu arasındaki sıcaklık farkı hiçbir zaman diferansiyel miktar dT'nin üzerine çıkmadığı için hal değişimi sırasındaki ısı geçişi tersinir olmaktadır. Gazın genişlemesi 2 haline kadar sürmektedir. Hal değişimi sırasındaki toplam ısı geçişi Q_H olmaktadır.

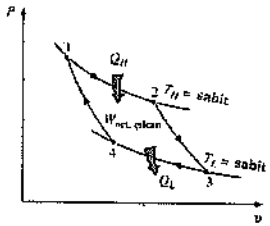
Tersinir adyabatik genişleme (2-3 hal değişimi, sıcaklık T_H'den T_L'ye düşmektedir). 2 haline gelindiğinde silindirin ön tarafı yalıtılmakta ve ısıl enerji deposuyla etkileşimi kesilmektedir. 2-3 hal değişimi sırasında gaz genişlemeyi sürdürmekte, sıcaklığı T_H'den T_L'ye düşmektedir. Pistonun sürtünmesiz ve hal değişiminin sanki-dengeli olduğu kabul edildiği için hal değişimi hem tersinir hem adyabatiktir.



ŞEKİL 5-38
Carnot çevriminin kapalı bir sistemde gerçekleştirilişi.

Tersinir sabit sıcaklıkta sıkıştırma (3-4 hal değişimi, T_L = sabit). 3 haline gelindiğinde, silindirin ön tarafındaki yalıtım kaldırılmakta ve silindir T_L sıcaklığındaki ısıl enerji deposuyla etkileşimde bulunabilmektedir. Daha sonra piston yavaşça içeri doğru itilmekte ve gaz üzerinde iş yapılmaktadır. Gaz sıkıştırıldıkça sıcaklığı yükselme eğilimi göstermekte, fakat gaz sıcaklığı çok küçük bir miktar arttığı zaman ısıl enerji deposuna ısı geçişi olmakta ve gaz sıcaklığı T_L değerine düşmektedir. Böylece sıkıştırma sırasında gaz sıcaklığı sabit kalmaktadır. Gazla ısıl enerji deposu arasındaki sıcaklık farkı hiçbir zaman diferansiyel miktar dT'nin üzerine çıkmadığı için, hal değişimi sırasında ısı geçişi tersinir olmaktadır. Gazın sıkıştırılması 4 haline kadar sürmektedir. Hal değişimi sırasındaki toplam ısı geçişi Q_L olmaktadır.

Tersinir adyabatik sıkıştırma (4-1 hal değişimi, sıcaklık T_L'den T_H'ye yükselmektedir). 4 haline gelindiğinde, silindirin ön tarafı yalıtılmakta ve ısıl enerji deposuyla etkileşimi kesilmektedir. 4-1 hal değişimi sırasında gaz tersinir bir biçimde sıkıştırılmakta ve ilk hale (1 hali) gelinmektedir. Tersinir adyabatik sıkıştırma sırasında gazın sıcaklığı T_L'den T_H'ye yükselmekte ve çevrim tamamlanmaktadır.



ŞEKİL 5-39
Carnot çevriminin P-v diyagramı.

Bu çevrimin P-v diyagramı Şekil 5-39'da gösterilmiştir. P-v diyagramında, sanki-dengeli (içten tersinir) bir hal değişimi sırasında yapılan sınır işi, hal değişimi eğrisi altında kalan alandır. Bu nedenle 1-2-3 eğrisi altında kalan alan gazın genişleme sırasında yaptığı işi, 3-4-1 eğrisi altında kalan alan ise gazı sıkıştırmak için yapılan işi simgelemektedir. Çevrimin hal değişimi eğrilerinin kapsadığı alan (alan 1-2-3-4-1), bu ikisi arasındaki farktır ve çevrim sırasında yapılan net işi göstermektedir.

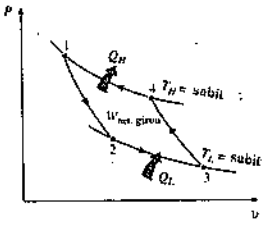
3 halindeki gaz, çevreye Q_L ısısını vermemek için sabit sıcaklıkta bir hal değişimi yerine adyabatik bir hal değişimiyle sıkıştırılsaydı, 3-2 hal değişimi eğrisini izleyerek yeniden 2 haline gelirdi. Bu durumda Q_L ısısı çevreye verilmezdi, fakat ısı makinesinin işi de sıfır olurdu. Bu açıklama, bir ısı makinesinin termodinamik bir çevrim oluşturup net iş yapabilmek için farklı sıcaklıklarda iki ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunması zorunluluğunu, bir kez daha göstermektedir.

Carnot çevrimi sürekli akışlı bir açık sistemle de gerçekleştirilebilir. Bu konu diğer güç çevrimleriyle birlikte 8. Bölümde ele alınacaktır.

Tersinir bir çevrim olan Carnot çevrimi, verilen iki sıcaklık sınırı arasında en yüksek verime sahip olan çevrimdir. Carnot çevrimi uygulamada gerçekleştirilemez, fakat gerçek çevrimlerin verimlerini Carnot çevriminin verimiyle karşılaştırmak ve gerçek çevrimlerde buna göre iyileştirmeler yapmak mümkündür.

Ters Carnot Çevrimi

Yukarıda açıklanan Carnot ısı makinesi çevrimi, tümden tersinir bir çevrimdir. Bu nedenle onu oluşturan tüm hal değişimleri ters yönde gerçekleştirilebilir. Bu yapıldığı zaman elde edilen çevrime **Carnot soğutma çevrimi** adı verilir. Bu çevrimde ısı ve iş etkileşimlerinin yönü değişmektedir. Düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposundan Q_L miktarında ısı alınmakta, yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna Q_H miktarında ısı verilmektedir. Bu çevrimi gerçekleştirmek için ayrıca sistem üzerinde $W_{net,giren}$ miktarında iş yapılmaktadır. Ters Carnot çevriminin P-v diyagramı Şekil 5-40'da görüldüğü gibi ısı makinesi çevriminin aynıdır, sadece hal değişimlerinin yönü değişmiştir.



ŞEKİL 5-40
Ters Carnot çevriminin P-v diyagramı.

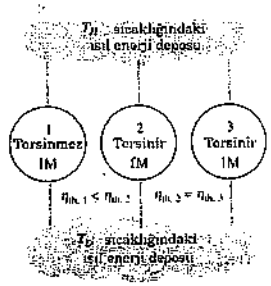
5-8 ■ CARNOT İLKELERİ

Termodinamiğin ikinci yasasının yukarıda açıklanan iki anlatımı, çevrimlerle ilgili bazı kısıtlamalar getirir. Bir ısı makinesi, sadece bir ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunarak güç üretemez, bir soğutma makinesi dışarıdan iş girişi olmadan soğutma yapamaz.

Termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin-Planck ve Clausius ifadelerini gözönünde bulundurarak önemli sonuçlara varabiliriz. Tersinir ve tersinmez (gerçek) ısı makinelerinin ısıl verimleriyle ilgili olan iki sonuç **Carnot ilkeleri** diye bilinir ve aşağıda verilmiştir (Şekil 5-41).

1 *Aynı ısıl enerji depoları arasında çalışan tersinmez bir ısı makinesiyle tersinir bir ısı makinesi karşılaştırıldığı zaman, tersinmez ısı makinesinin verimi her zaman tersinir ısı makinesinin veriminden daha az olur.*

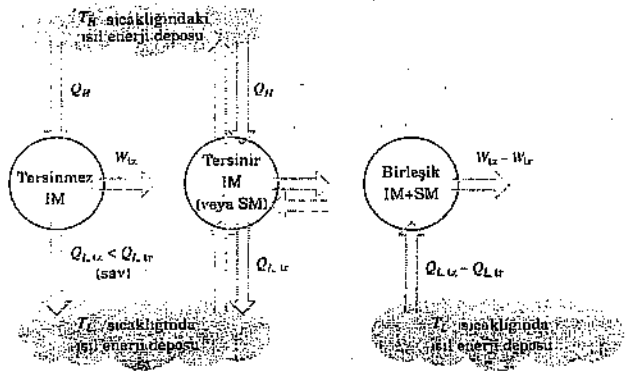
2 *Aynı ısıl enerji depoları arasında çalışan tüm tersinir ısı makinelerinin verimleri eşittir.*



ŞEKİL 5-41
Carnot ilkeleri.

Bu iki ilkenin doğruluğunu kanıtlamak için, doğru olmamalarının termodinamiğin ikinci yasasıyla bağdaşmayacağını gösterebiliriz.

Birinci ilkeyi kanıtlamak için, Şekil 5-42'de gösterildiği gibi, aynı ısıl enerji depoları arasında çalışan biri tersinir, diğeri tersinmez iki ısı makinesi ele alınsın. İki ısı makinesine de Q_H miktarında ısı verilsin.



(a) Aynı ısıl enerji depoları arasında çalışan tersinir ve tersinmez ısı makineleri (tersinir ısı makinesi daha sonra soğutma makinesi olarak çalıştırılmaktadır)

(b) Eşdeğer birleşik sistem

ŞEKİL 5-42
Birinci Carnot ilkesinin kanıtı.

Tersinir makinenin yaptığı iş W_{tr} ile, tersinmez makinenin yaptığı iş ise W_{tz} ile gösterilsin.

Birinci Carnot ilkesine aykırı olarak, tersinmez ısı makinesinin veriminin tersinir ısı makinesinin veriminden daha yüksek olduğu kabul edilsin ($\eta_{th,tz} > \eta_{th,tr}$). Böylece tersinmez makine tersinir makineye oranla daha çok iş yapmaktadır. Şimdi tersinir ısı makinesinin, ters yönde bir soğutma makinesi gibi çalışması sağlansın. Soğutma makinesi dışardan W_{tr} miktarında iş almakta ve yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna Q_H miktarında ısı vermektedir. Soğutma makinesinin yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna verdiği ısıyla tersinmez ısı makinesinin bu ısıl enerji deposundan aldığı ısı eşit olduğundan, bu depoyla net ısı alışverişi sıfırdır. Bu nedenle yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposunu devreden çıkararak, soğutma makinesinin verdiği Q_H miktarında ısı doğrudan tersinmez ısı makinesine aktarılabilir.

Soğutma makinesiyle tersinmez ısı makinesi birarada düşünülürse, birleşik makine sadece bir ısıl enerji deposuyla enerji alışverişinde bulunup, $W_{tz} - W_{tr}$ miktarında net iş yapmaktadır. Bu, termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin Planck ifadesine aykırıdır. Bu nedenle başlangıçta yapılan $\eta_{th,tz} > \eta_{th,tr}$ kabulü yanlıştır. Böylece aynı sıcaklık depoları arasında çalışan ısı makinelerinden tersinmez olanın tersinir olandan daha yüksek verime sahip olamayacağı sonucuna varılır.

İkinci Carnot ilkesi de benzer bir biçimde kanıtlanabilir. Bu kez, tersinmez ısı makinesi, birinci tersinir ısı makinesinden daha yüksek ısıl verime sahip ve buna bağlı olarak daha çok iş yapan ikinci bir tersinir ısı makinesiyle değiştirilsin. Yukarıda yürütülen düşünce zinciri izlenirse, sadece bir ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunup net iş yapan bir makine elde ederiz. Bu, ikinci yasaya aykırıdır. Böylece aynı ısıl enerji depolarıyla ısı alışverişinde bulunan iki tersinir ısı makinesinin verimleri, çevrim nasıl olursa olsun veya aracı akışkan ne olursa olsun eşittir.

5-9 ■ TERMODİNAMİK SICAKLIK ÖLÇEĞİ

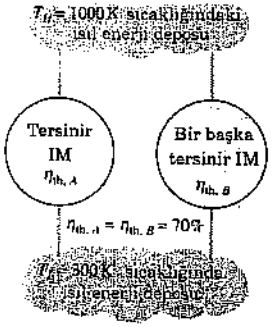
Sıcaklığı ölçmek için kullanılan maddelerin özeliklerinden bağımsız olan sıcaklık ölçeğine **termodinamik sıcaklık ölçeği** adı verilir. Bu tür bir sıcaklık ölçeği, termodinamik hesaplarında büyük kolaylık sağlar ve tanımı aşağıda tersinir ısı makineleri kullanılarak yapılmıştır.

Bölüm 5-8'de açıklanan ikinci Çarnot ilkesi, aynı ısıl enerji depoları arasında çalışan tersinir ısı makinelerinin verimlerinin eşit olduğunu belirtir (Şekil 5-43). Başka bir deyişle, tersinir bir ısı makinesinin verimi, kullanılan aracı akışkan ve onun özeliklerinden, çevrimin nasıl olduğundan veya hangi tür bir tersinir makine kullanıldığından bağımsızdır. Isıl enerji depoları, sıcaklıkları ile belirlendiğinden, tersinir ısı makinelerinin verimleri, sadece ısıl enerji depolarının sıcaklıklarının fonksiyonudur. Başka bir anlatımla,

$$\eta_{th,tr} = g(T_H, T_L)$$

veya

$$\frac{Q_H}{Q_L} = f(T_H, T_L) \qquad (5\text{-}15)$$



ŞEKİL 5-43
Aynı ısıl enerji depoları arasında çalışan tüm tersinir ısı makinelerinin verimi eşittir (İkinci Carnot ilkesi).

çünkü $\eta_{th} = 1 - Q_L/Q_H$. Bu bağıntılarda T_H ve T_L sırasıyla yüksek ve düşük sıcaklıktaki ısıl enerji depolarının sıcaklıklarıdır.

$f(T_H, T_L)$'nin nasıl bir fonksiyon olduğu, Şekil 5-44'te gösterilen üç tersinir ısı makinesinin yardımıyla belirlenebilir. T_1 sıcaklığındaki ısıl enerji deposundan A ve C makinelerine aynı miktarda (Q_1) ısı geçişi olmaktadır. C makinesinden T_3 sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna Q_3 miktarında ısı geçişi olurken, A makinesinden B makinesine Q_2 miktarında T_2 sıcaklığında ısı geçmektedir. B makinesinden T_3 sıcaklığındaki ısıl enerji deposuna ise Q_3 miktarında ısı geçişi olmaktadır.

B ve C makinelerinden T_3 sıcaklığındaki ısıl enerji deposuna geçen ısılar eşittir, çünkü A ve B makineleri birarada düşünülürse, C makinesiyle aynı ısıl enerji depoları arasında çalışan tersinir bir makine olmaktadır. Bu nedenle makinelerin verimleri eşit olacaktır, ayrıca her iki makine de aynı miktarda ısı aldıklarından verdikleri ısı da eşit olmak durumundadır.

5-15 numaralı denklem her üç makineye de ayrı ayrı uygulanırsa,

$$\frac{Q_1}{Q_2} = f(T_1, T_2) \qquad \frac{Q_2}{Q_3} = f(T_2, T_3) \qquad \text{ve} \qquad \frac{Q_1}{Q_3} = f(T_1, T_3)$$

elde edilir. Aşağıdaki eşitlik incelensin:

$$\frac{Q_1}{Q_3} = \frac{Q_1}{Q_2}\frac{Q_2}{Q_3}$$

Bu eşitlik,

$$f(T_1, T_3) = f(T_1, T_2) \cdot f(T_2, T_3)$$

biçiminde yazılabilir. Bu denklem dikkatle incelendiğinde, sol tarafın T_1 ve T_3'ün fonksiyonu olduğu görülmektedir, bu nedenle denklemin sağ tarafı da T_2'nin değil, T_1 ve T_3'ün fonksiyonu olmak zorundadır. Başka bir deyişle, denklemin sağ tarafındaki çarpımın T_2'den bağımsız olması gerekir. Bu koşul, f fonksiyonu sadece aşağıda verilen biçimde olursa sağlanabilir:

$$f(T_1, T_2) = \frac{\phi(T_1)}{\phi(T_2)} \qquad \text{ve} \qquad f(T_2, T_3) = \frac{\phi(T_2)}{\phi(T_3)}$$

Böylece $\phi(T_2)$, $f(T_1, T_2)$ ve $f(T_2, T_3)$ çarpılarak yokedilebilecektir. Bu işlem yapılırsa,

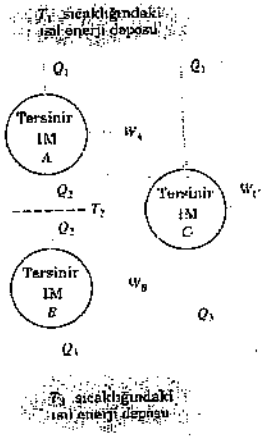
$$\frac{Q_1}{Q_3} = f(T_1, T_3) = \frac{\phi(T_1)}{\phi(T_3)} \qquad (5\text{-}16)$$

elde edilir. Bu bağıntı Q_1/Q_3 ile T_1 ve T_3 arasındaki fonksiyonel ilişkiyi, 5-15 numaralı denkleme oranla çok daha belirgin bir biçimde vermektedir.

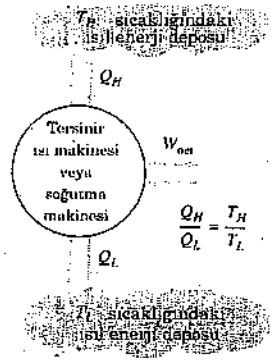
Sıcaklıkları T_H ve T_L olan iki ısıl enerji deposu arasında çalışan bir ısı makinesi için 5-16 numaralı denklem,

$$\frac{Q_H}{Q_L} = \frac{\phi(T_H)}{\phi(T_L)} \qquad (5\text{-}17)$$

şeklinde yazılabilir. İkinci yasanın tersinir ısı makinelerine ve tersinir ısı makinelerinden olan ısı geçişiyle ilgili tek kısıtlaması bu bağıntı ol-



ŞEKİL 5-44
Termodinamik sıcaklık ölçeğini geliştirmek için kullanılan ısı makinelerinin düzeni.



ŞEKİL 5-45

Tersinir çevrimlerde, ısı geçişi oranı Q_H/Q_L, mutlak sıcaklık oranı T_H/T_L'ye eşittir.

maktadır. Değişik $\phi(T)$ fonksiyonları, 5-17 numaralı denklemi sağlar, bunlardan hangisinin seçileceği konusunda bir kısıtlama da yoktur. İlk olarak Lord Kelvin $\phi(T) = T$ alarak bir termodinamik sıcaklık ölçeği tanımlanmasını önermiştir (Şekil 5-45). Böylece,

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{tr} = \frac{T_H}{T_L} \tag{5-18}$$

olmaktadır. Bu sıcaklık ölçeği **Kelvin ölçeği** diye bilinmektedir ve bu sıcaklık ölçeğindeki sıcaklıklara **mutlak sıcaklık** denmektedir. Kelvin ölçeğinde, sıcaklıkların oranları, tersinir bir ısı makinesiyle ısıl enerji depoları arasındaki ısı geçişlerinin oranına bağlıdır ve herhangi bir maddenin fiziksel özeliklerinden bağımsızdır. Bu ölçekte, sıcaklıklar sıfırla sonsuz arasında değişmektedir.

Denklem 5-18, termodinamik sıcaklık ölçeğini tam olarak tanımlamamaktadır, çünkü sadece mutlak sıcaklıkların oranını vermektedir. Aynı zamanda kelvin'in büyüklüğü de bilinmek zorundadır. 1954'te yapılan Uluslararası Ağırlıklar ve Ölçüler Konferansında, suyun üçlü noktasına (suyun her üç fazının birarada bulunduğu denge hali), 273.16 K değeri verilmiştir. Bu durumda, kelvin'in büyüklüğü mutlak sıfır ile suyun üçlü noktası arasındaki sıcaklık farkının 1/273.16'sı olarak tanımlanmaktadır. Kelvin ve Celcius ölçeklerinde birim sıcaklıklar eşittir (1 K = 1 °C). Bu ölçeklerdeki sıcaklıklar arasındaki fark 273.15 sabit değeridir:

$$T(°C) = T(K) - 273.15 \tag{5-19}$$

Termodinamik sıcaklık ölçeği her ne kadar tersinir ısı makineleri yardımıyla tanımlanmış olsa da, mutlak sıcaklık ölçeğindeki sayısal değerleri böyle bir makineyi çalıştırarak belirlemek olanaksızdır. Mutlak sıcaklıklar başka yöntemlerle, örneğin 1. Bölümde açıklanan sabit hacimli mükemmel gaz termometresi ve oranlama teknikleriyle hassas bir biçimde ölçülebilir. 5-18 numaralı denklemin geçerliliği, aracı akışkan olarak mükemmel gaz kullanan tersinir bir çevrimi inceleyerek gösterilebilir.

5-10 ■ CARNOT ISI MAKİNESİ

Tersinir Carnot çevrimiyle çalışan sanal ısı makinesine **Carnot ısı makinesi** adı verilir. Tersinir veya tersinmez herhangi bir ısı makinesinin ısıl verimi, 5-8 numaralı denklemle belirlenir:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}.$$

Burada Q_H ısı makinesine T_H sıcaklığındaki ısıl enerji deposundan geçen ısı, Q_L ise ısı makinesinin T_L sıcaklığındaki ısıl enerji deposuna verdiği ısıdır. Tersinir ısı makineleri için, yukarıdaki denklemde yer alan ısı geçişlerinin oranı, 5-18 numaralı denklemde verildiği gibi ısıl enerji depolarının mutlak sıcaklıklarının oranıyla yer değiştirebilir. Bu durumda Carnot veya başka bir tersinir ısı makinesinin ısıl verimi şöyle ifade edilir:

$$\eta_{th,tr} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \tag{5-20}$$

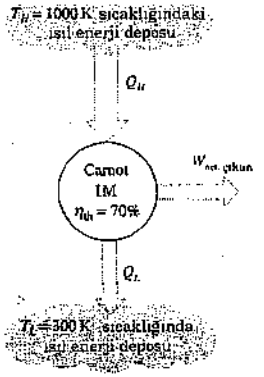
Bu bağıntıya genellikle **Carnot verimi** adı verilir, çünkü Carnot ısı makinesi en çok bilinen tersinir makinedir. *Bu değer T_H ve T_L sıcaklıklarındaki ısıl enerji depoları arasında çalışan bir ısı makinesinin sahip olabileceği en yüksek verimdir* (Şekil 5-46). Bu sıcaklık sınırları arasında (T_H ve T_L) çalışan tüm tersinmez (gerçek) ısı makinelerinin verimleri bu değerden daha düşük olacaktır. Gerçek bir ısı makinesi bu verime ulaşamaz, çünkü gerçek hal değişimleriyle ilgili tersinmezlikler tümüyle yokedilemez.

5-20 numaralı denklemdeki T_H ve T_L sıcaklıklarının mutlak sıcaklıklar olduğu not edilmelidir. Bu denklemde °C veya °F sıcaklıklarının kullanılması büyük hatalara yol açar.

Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan gerçek ve tersinir ısı makinelerinin verimleri aşağıdaki bağıntıda karşılaştırılmıştır (Şekil 5-47):

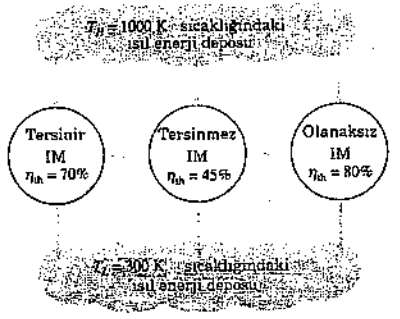
$$\eta_{th} \begin{cases} < \eta_{th,tr} & \text{tersinmez ısı makinesi} \\ = \eta_{th,tr} & \text{tersinir ısı makinesi} \\ > \eta_{th,tr} & \text{olanaksız} \end{cases} \tag{5-21}$$

Günümüzde kullanılan iş yapan makinelerin (ısı makinelerinin) büyük çoğunluğunun ısıl verimi yüzde 40'ın altındadır, bu değer yüzde 100'le karşılaştırıldığı zaman küçük görünmektedir. Fakat gerçek makineleri değerlendirirken ısıl verimlerini yüzde 100'le değil, o sıcaklık sınırları arasında çalışan tersinir makinenin verimiyle karşılaştırmak gerekir, çünkü kuramsal olarak erişilebilecek üst sınır budur.



ŞEKİL 5-46

Carnot ısı makinesi, aynı ısıl enerji depoları arasında çalışan tüm ısı makinelerinin en yüksek verime sahip olanıdır.



ŞEKİL 5-47

Aynı ısıl enerji depoları arasında çalışan ısı makinelerinden hiçbirinin verimi, tersinir ısı makinesinin veriminden yüksek olamaz.

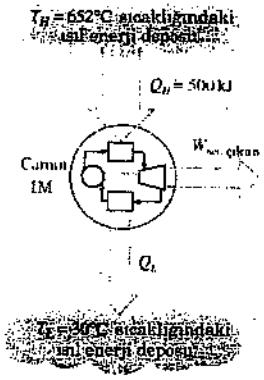
T_H = 750 K ile T_L = 300 K sınırları arasında çalışan bir buharlı güç santralinin verimi, 5-20 numaralı denkleme göre en çok yüzde 60 olabilir. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan günümüzün buharlı güç santrallerinin verimi ise yüzde 40 dolaylarındadır. Bu değer oldukça yüksek olmasına karşın gene de iyileştirmeler için geniş bir pay bulunmaktadır.

Bir Carnot makinesinin veriminin T_H yükseltildikçe veya T_L düşürüldükçe artacağı 5-20 numaralı denklemden açıkça görülmektedir. Bu beklenen bir sonuçtur, çünkü T_L düştüğü zaman çevreye verilen ısı da

azalacak ve T_L sıfıra giderken Carnot verimi de bire yaklaşacaktır. Bu sonuç gerçek makineler için de geçerlidir. *Gerçek ısı makinelerinin verimi, makineye ısıyı mümkün olan en yüksek sıcaklıkta vererek* (malzemenin dayanıklılığıyla sınırlı) *ve makineden ısıyı mümkün olan en düşük sıcaklıkta atarak* (akarsu, göl veya çevre hava sıcaklığıyla sınırlı) artırılabilir.

ÖRNEK 5-5

Şekil 5-48'de gösterilen Carnot ısı makinesi, 652 °C sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposundan 500 kJ enerji almakta ve 30 °C sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposuna ısı vermektedir. (*a*) Carnot makinesinin ısıl verimini, (*b*) düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna verilen ısıyı hesaplayın.



Şekil 5-48
Örnek 5-5'in genel çizimi.

Çözüm (a) Carnot ısı makinesi tersinir bir makinedir, bu nedenle ısıl verimi 5-20 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\eta_{th,C} = \eta_{th,tr} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{(30+273)\ \text{K}}{(652+273)\ \text{K}} = 0.672$$

Carnot makinesi aldığı ısıl enerjinin yüzde 67.2'sini işe dönüştürmektedir.

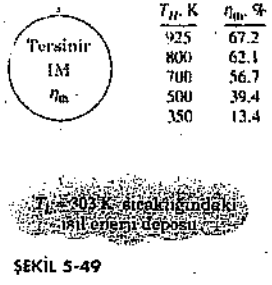
(*b*) Tersinir bir ısı makinesi tarafından düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna verilen ısı, Q_L, 5-18 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$Q_{L,tr} = \frac{T_L}{T_H} Q_{H,tr} = \frac{(30+273)\ \text{K}}{(652+273)\ \text{K}} (500\ \text{kJ}) = 163.8\ \text{kJ}$$

Böylece, incelenen Carnot ısı makinesi her çevrimde aldığı 500 kJ ısının 163.8 kJ'lük bölümünü düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna vermektedir.

Enerjinin Niteliği

Örnek 5-5'te incelenen Carnot makinesi 925 K sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı alıp bunun yüzde 67.2'sini işe dönüştürmekte ve geri kalan bölümünü (yüzde 32.8) 303 K sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposuna vermektedir. Düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposunun sıcaklığını sabit tutarak kaynak sıcaklığını yükselttiğimiz zaman, ısıl verimin nasıl değiştiğini inceleyelim.



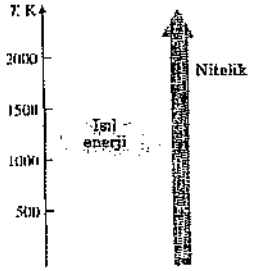
T_H, K	η_{th}, %
925	67.2
800	62.1
700	56.7
500	39.4
350	13.4

ŞEKİL 5-49
Kaynak sıcaklığına bağlı olarak ısının işe dönüşme oranı (T_L = 303 K).

303 K sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposuna ısı veren bir Carnot makinesinin ısıl verimi, ısı aldığı kaynağın değişik sıcaklıkları için 5-20 numaralı denklem kullanılarak hesaplanmış ve Şekil 5-49'da verilmiştir. Görüldüğü gibi kaynak sıcaklığı düşürüldükçe ısıl verim de azalmaktadır. Örneğin, ısı makinesine ısı, 925 K yerine 500 K sıcaklıkta verildiği zaman, ısıl verim yüzde 67.2'den yüzde 39.4'e düşmektedir. Başka bir deyişle, ısının işe dönüştürülebilen bölümü azalmakta ve yüzde 39.4'e inmektedir. Isı kaynağının sıcaklığını 350 K'e düşürürsek, ısıl verim sadece yüzde 13.4 olacaktır.

Bu kısa inceleme, enerjinin niceliğinin yanısıra bir **niteliğe** sahip olduğunu göstermektedir. Şekil 5-49'daki rakamlardan açıkça görüldüğü gibi *yüksek sıcaklıktaki enerjinin daha büyük bir bölümü işe dönüştürülebilir. Bu nedenle daha yüksek sıcaklık daha nitelikli enerji* anlamına gelmektedir (Şekil 5-50).

Örneğin, büyük miktarlarda güneş enerjisinin, *güneş havuzları* adı verilen yaklaşık 350 K sıcaklığındaki su kütlelerinde toplanması mümkündür. Toplanan bu enerji bir ısı makinesi aracılığıyla işe (elektriğe) dönüştürülebilir. Fakat yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposunda toplanan enerjinin düşük niteliğinden dolayı, bu enerjiden yararlanan bir ısı makinesinin verimi de düşük olacaktır (yüzde 5'in altında). Buna karşılık santralin yapım ve bakım giderleri yüksektir. Bu nedenle ısı makinesine sağlanan enerji parasız da olsa, bu tür bir santralin, fosil yakıt yakan santrallerle rekabet etmesi zordur. Sıcaklık ve buna bağlı olarak nitelik, yoğunlaştırıcılı güneş toplayıcıları kullanarak artırılabilir, fakat bu durumda yatırım giderleri de artar.



ŞEKİL 5-50
Isıl enerjinin sıcaklığı ne kadar yüksek olursa niteliği de o kadar yüksek olur.

İş, ısıl enerjiden daha değerli bir enerji biçimidir, çünkü işin tamamı ısıya dönüştürülebilirken, ısının ancak bir bölümü işe dönüştürülebilir. Isı yüksek sıcaklıktaki bir cisimden, düşük sıcaklıktaki bir cisme geçtiği zaman niteliğinden yitirir, çünkü işe dönüştürülebilme olanağı azalmıştır. Eğer 100 kJ enerji 1000 K sıcaklıktaki bir cisimden 300 K sıcaklıktaki bir cisme aktarılırsa, sonuçta 300 K sıcaklıkta depolanmış 100 kJ ısıl enerji elde edilmiş olur. Bunun uygulamada yararlanabileceğimiz bir değeri yoktur. Buna karşılık, dönüşüm için bir ısı makinesi kullanılırsa, ısının yüzde 70 kadarı $(1 - \frac{300}{1000})$, daha değerli bir enerji biçimi olan işe dönüştürülebilir. Yukarıdaki örnek ısı geçişi sonucu 70 kJ değerinde bir iş yapma olanağının yokolduğunu ve enerjinin niteliğinin yitirildiğini göstermektedir. Bir hal değişimi sırasında enerjinin niteliğinin değişmesi 7. Bölümde daha ayrıntılı olarak ele alınacaktır.

Günlük Hayatta Niceliğe Karşı Nitelik

Enerji krizleri sırasında sık sık, enerjinin 'korunması', başka bir deyişle tasarruf edilmesiyle ilgili konuşmalara tanık oluruz. Fakat enerjinin *niceliğinin (miktarının)* korunduğu zaten bilinmektedir. Korunmayan, enerjinin *niteliği* veya işe dönüşebilme yeteneğidir. Enerjinin harcanması, onu daha az yararlı bir biçime dönüştürmek demektir. Bir birim yüksek nitelikli enerji, üç birim düşük nitelikli enerjiden daha değerli olabilir. Santral mühendisleri için, yüksek sıcaklıkta belirli bir miktar enerji, örneğin tropik iklimlerde denizin üst tabakalarında saklı olan düşük sıcaklıkta sınırsız miktarda enerjiden daha değerlidir.

Geleneksel olarak, nicelik, nitelikten daha çok ilgi uyandırmıştır. Fakat kararlarımızda sadece niceliği gözönüne almak ve niteliği azımsamak bizi yanlış sonuçlara götürebilir. Başka bir deyişle, teknik olmayan bir konuda bile, bir olayı değerlendirirken hem birinci yasayı hem de ikinci yasayı gözönünde bulundurmak zorunludur. Aşağıda günlük yaşamdan alınan bazı örneklerin ikinci yasayla bağlantısı kurulmaya çalışılmıştır.

Elmas nişan yüzüğü almak için yola çıkanlar, kısa sürede elmasların eşit yaratılmadığını anlarlar. Örneğin, yarım karatlık nitelikli bir elmas yüzük, bir karatlık orta nitelikte bir elmas yüzükten daha değerli ve daha pahalıdır. Daha büyük olanın daha iyi olması gerekmez.

İkinci bir örnek olarak Ali ile Ayşe'yi alalım. Ali'nin 10 arkadaşı vardır, eğlence ve oyun zamanlarında yanından hiç eksik olmazlar, fakat yardıma gerek duyduğunda işleri çoktur. Ayşe'nin ise 5 arkadaşı vardır, fakat hiçbir zaman işleri 'çok fazla' değildir ve yardım gerek-

tiğinde yanında olurlar. Şimdi şu soruyu yanıtlayalım: *Kimin daha çok arkadaşı vardır?* Sadece niceliği gözönüne alan birinci yasaya göre Ali'nin arkadaşları daha çoktur. Fakat, niteliği de değerlendiren ikinci yasaya göre Ayşe'nin arkadaşlarının daha çok olduğuna karar vermek gerekir.

Herkesin ilgi duyduğu bir başka örnek, milyarların yatırıldığı ve temelde birinci yasaya (kalori saymaya) dayanan beslenme endüstrisidir. Kilo veren insanların yüzde doksanının, bu kiloları kısa bir süre sonra faiziyle birlikte geri aldıkları düşünülürse, birinci yasanın bu konuda tam bir açıklama getiremediği görülmektedir. Son yıllarda yapılan bazı çalışmalara göre, yağlardan kaynaklanan kaloriler, karbonhidrat ve proteinlerden kaynaklanan kalorilere oranla vücutta daha fazla yağ birikimine neden olmaktadır. Stanford Üniversitesinde yapılan bir çalışma, vücut ağırlığının alınan kalorilere değil, yağdan kaynaklanan kalorilere bağlı olduğunu göstermiştir. Harvard Üniversitesinde yapılan bir çalışma, alınan kalorilerle şişmanlık arasında bir ilişki kuramamıştır. Cornell Üniversitesinin, Çin'in değişik bölgelerinden 6500 kişiyle yaptığı bir araştırmada, Çinlilerin gram olarak da, kalori olarak da Amerikalılardan daha fazla yedikleri, fakat ağırlıklarının ve vücut yağlarının daha az olduğu bulunmuştur. Araştırmalar, metabolizma hızlarının ve hormon düzeylerinin 30'lu yaşların ortalarında önemli değişikliklere uğradığını göstermektedir. Bazı beslenme uzmanları uzun süreli rejimlerin vücuda daha az kaloriyle yetinme alışkanlığı kazandırdığını, başka bir deyişle yakıtı daha verimli tüketme yeteneği kazandırdığını belirtmektedirler. Bu gözlem, bazı kişilerin rejim yapıp normal beslenme rejimine geçtikten sonra neden daha hızlı kilo aldıklarını açıklamaktadır.

İstedikleri zaman istediklerini yiyen ve tığ gibi olan insanlar, kalori sayma tekniğinin (birinci yasanın) beslenme konusunda tüm soruları yanıtlamadığının canlı kanıtlarıdır. Kilo alma ve kilo verme olgusunu daha iyi anlayabilmek için, beslenme konusunda ikinci yasa etkilerinin daha derinlemesine araştırılması gerekmektedir.

Akademik ortamda bulunanlar, niceliğin veya sayının yıllık değerlendirmelere temel oluşturduğunu iyi bilirler. Başka bir deyişle, öğretim üyeleri yazdıkları makalelerin sayısı veya araştırma projelerinin parasal miktarıyla değerlendirilirler. Usta öğretim üyeleri bu oyunu çalışmalarını bir yerine birkaç makaleye yayarak oynarlar. Sonuç, bilgi düzeyindeki sınırlı artışa karşın, yayınlardaki patlamadır. Sayılar (nicelik) üzerindeki bu vurgu, öğretim üyelerini bir nitelikli yayın yerine birçok orta düzeyde yayın yapmaya, uzun dönemli ve riskli çalışmalardan kaçmaya yöneltmektedir. Yayınların niteliğindeki düşüş tartışılmakla birlikte, değerlendirmenin daha sağlıklı yapılabilmesi için bir sonuca varılmış değildir. Bu nedenle bilimsel çalışmaların ikinci yasanın bakış açısıyla değerlendirilmesinde yarar vardır.

Olayları *nitelik* yerine *niceliği* temel alarak değerlendirmenin çekici yanı, niteliğin değerlendirilmesindeki zorluktur. Fakat sadece niceliği (birinci yasayı) gözönüne alarak yapılan değerlendirmeler büyük hatalara ve yanlış anlamalara yol açabilir. Enerjinin niteliği üzerine yukarıda söylenenler ve diğer örnekler, termodinamiğin ikinci yasasının daha derinlemesine incelenmesinin gerekli olduğunu ortaya koymaktadır. Bu inceleme kitabın sonraki iki bölümünde yapılacaktır.

5-11 ■ CARNOT SOĞUTMA MAKİNESİ VE ISI POMPASI

Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi veya ısı pompası, **Carnot soğutma makinesi** veya **Carnot ısı pompası** diye adlandırılır. Tersinir veya tersinmez olsun, bir soğutma makinesinin veya ısı pompasının etkinlik katsayısı, 5-11 ve 5-13 numaralı denklemlerle verilmektedir:

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \qquad \text{ve} \qquad \text{COP}_{\text{IP}} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

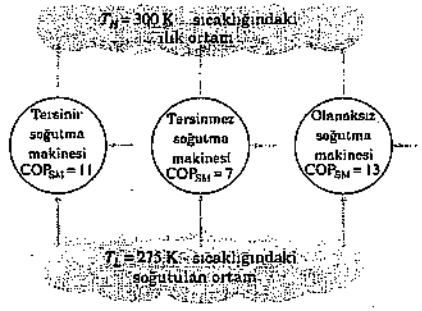
Burada Q_L, soğuk ortamdan çekilen ısı, Q_H de sıcak ortama verilen ısı olmaktadır. Tersinir (Carnot) bir soğutma makinesinin veya ısı pompasının etkinlik katsayısını hesaplamak için, tersinir makinenin ısı alışverişiyle ısıl enerji depolalarının mutlak sıcaklıkları arasında bağ kuran, 5-18 numaralı denklem kullanılabilir:

$$\text{COP}_{\text{SM, tr}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{5-22}$$

ve

$$\text{COP}_{\text{IP, tr}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{5-23}$$

Bu değerler, T_L ve T_H sıcaklık sınırları arasında çalışan bir soğutma makinesi veya ısı pompasının etkinlik katsayılarının alabilecekleri en yüksek değerlerdir. T_L ve T_H sıcaklık sınırları arasında çalışan tüm gerçek soğutma makineleri ve ısı pompalarının etkinlik katsayıları daha düşük olacaktır (Şekil 5-51).



ŞEKİL 5-51
Hiçbir soğutma makinesi aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tersinir bir soğutma makinesinden daha yüksek bir COP'ye sahip olamaz.

Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan gerçek ve tersinir (Carnot) soğutma makinelerinin etkinlik katsayıları aşağıda karşılaştırılmıştır:

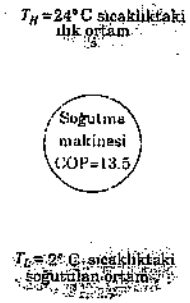
$$\text{COP}_{\text{SM}} \begin{cases} < \text{COP}_{\text{SM,tr}} & \text{tersinmez soğutma makinesi} \\ = \text{COP}_{\text{SM,tr}} & \text{tersinir soğutma makinesi} \\ > \text{COP}_{\text{SM,tr}} & \text{olanaksız} \end{cases} \tag{5-24}$$

Isı pompaları için benzer bir çizelge SM indisini IP ile değiştirerek hazırlanabilir.

Tersinir bir soğutma makinesinin veya ısı pompasının COP'si, verilen sıcaklık sınırları arasında olabilecek en yüksek kuramsal değerler-

dir. Gerçek soğutma makinelerinin tasarımı geliştikçe bu değerlere yaklaşılabilir, fakat bu değerlerin üzerine çıkılması olanaksızdır.

Son bir not olarak, soğutma makinelerinin ve ısı pompalarının COP değerleri, T_L düştükçe azalır. Başka bir deyişle, daha soğuk bir ortamdan ısı çekmek için daha çok iş yapmak gerekir. Soğutulacak ortamın sıcaklığı sıfıra yaklaştıkça, sonlu miktarda soğutma yapabilmek için sonsuz büyüklükte iş gerekir ve COP_{SM} sıfıra gider.



ŞEKİL 5-52
Örnek 5-6'nın genel çizimi.

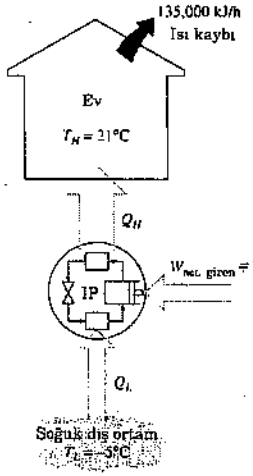
ÖRNEK 5-6

24 °C sıcaklıktaki bir odada çalışırken, soğutulan hacmi 2 °C sıcaklıkta tutan ve etkinlik katsayısı 13.5 olan bir buzdolabı geliştirildiği savunulmaktadır. Sizce bu sav doğru mudur?

Çözüm Bu buzdolabının etkinliği, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tersinir bir soğutma makinesiyle karşılaştırılarak belirlenebilir:

$$COP_{SM,\,tr} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} = \frac{1}{(24+273)\ \text{K}/(2+273)\ \text{K} - 1} = 12.5$$

Bu değer, 2 °C sıcaklıktaki bir ortamdan ısı alıp 24 °C sıcaklıktaki bir ortama ısı veren bir soğutma makinesinin sahip olabileceği en yüksek etkinlik katsayısıdır. Belirtilen COP, bu değerin üzerindedir, bu nedenle sav doğru değildir.



ŞEKİL 5-53
Örnek 5-7'nin genel çizimi.

ÖRNEK 5-7

Bir evi ısıtmak için Şekil 5-53'te gösterilen ısı pompası kullanılmaktadır. Evin içi sürekli olarak 21 °C sıcaklıkta tutulmaktadır. Dışarıda sıcaklık −5 °C iken evin ısı kaybı 135000 kJ/h'dir. Verilen koşullarda ısı pompasını çalıştırmak için en az ne kadar güç gerekecektir?

Çözüm Evin içini istenen sıcaklıkta tutabilmek için, ısı pompası kaybedilen ısıl enerji kadar ısıl enerjiyi eve sağlamak zorundadır. Başka bir deyişle, ısı pompası eve (yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna) $\dot{Q}_H$ = 135000 kJ/h = 37.5 kW ısı vermek durumundadır.

Güç gereksiniminin en az düzeyde olması için ısı pompası tersinir olmalıdır. Evin içi (T_H = 21 + 273 = 294 K) ile dış ortam (−5 + 273 = 268 K) arasında çalışan tersinir bir ısı pompasının etkinlik katsayısı, 5-23 numaralı denklemden bulunabilir:

$$COP_{IP,\,tr} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (268\ \text{K}/294\ \text{K})} = 11.3$$

Tersinir ısı pompasını çalıştırmak için gerekli güç, COP'nin tanımı olan 5-12 numaralı denklemden hesaplanır:

$$\dot{W}_{net,\,giren} = \frac{\dot{Q}_H}{COP_{IP}} = \frac{37.5\ \text{kW}}{11.3} = 3.32\ \text{kW}$$

Isı pompası evin ısı gereksinimini 3.32 kW elektrik gücü tüketerek karşılamaktadır. Eğer bu evde elektrikli ısıtıcılar kullanılsaydı, güç gereksinimi bu değerin 11.3 katı olan 37.5 kW olurdu. Bunun nedeni, elektrikli ısıtıcılarda elektriğin ısıya dönüşüm oranının 1:1 olmasıdır. Fakat ısı pompasıyla dışarıdan alınan ısıl enerjinin bir soğutma çevrimiyle eve aktarılması sadece 3.32 kW güç gerektirmektedir. Isı pompasının enerji yaretmediği, sadece bir ortamdan (soğuk dış hava) aldığı ısıl enerjiyi bir başka ortama (evin içi) verdiğini not edin.

5-12 ■ ÖZET

Termodinamiğin İkinci Yasası hal değişimlerinin herhangi bir yönde değil, fakat belirli bir yönde gerçekleşebileceğini belirtir. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını sağlamayan bir hal değişimi gerçekleşemez. Sonlu miktarda ısıl enerjiyi sıcaklığı değişmeden alabilen veya verebilen cisimlere *ısıl enerji deposu* adı verilir.

İş doğrudan ısıya dönüştürülebilir, fakat ısının işe dönüştürülmesi ancak ısı makinelerinin kullanımıyla olabilir. Bir ısı makinesinin ısıl verimi ağağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,\,çıkan}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \qquad (5\text{-}7\ ,\ 5\text{-}8)$$

Burada $W_{net,\,çıkan}$ ısı makinesinin yaptığı net iş, Q_H makineye verilen ısı, Q_L ise makinenin çevreye verdiği ısı olmaktadır.

Soğutma makineleri ve ısı pompaları, soğuk bir ortamdan aldıkları ısıyı, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarırlar. Soğutma makinesinin veya ısı pompasının etkinliği aşağıda tanımlanan *ethinlik katsayısı* COP ile değerlendirilir:

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{W_{net,\,giren}} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \qquad (5\text{-}9\ ,\ 5\text{-}11)$$

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{W_{net,\,giren}} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \qquad (5\text{-}12\ ,\ 5\text{-}13)$$

Termodinamiğin ikinci yasasının *Kelvin-Planck ifadesi*ne göre, hiçbir ısı makinesi sadece bir ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunup net iş üretemez. İkinci yasanın *Clausius* ifadesine göre, soğuk bir cisimden daha sıcak bir cisme çevreden iş almadan ısıl enerji aktaran bir makine yapılamaz.

Termodinamiğin birinci veya ikinci yasasına aykırı çalışan bir makineye *devridaim* makinesi adı verilir.

Eğer bir hal değişimi gerçekleştikten sonra hem sistem hem de çevre ilk hallerine geri döndürülebilirse, hal değişimi *tersinir*dir. Tüm diğer hal değişimleri *tersinmez*dir. Sürtünme, sınırsız-dengeli-olmayan genişleme veya sıkıştırma ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi hal değişimlerinin tersinmez olmasına yol açar ve *tersinmezlik* diye adlandırılır.

Carnot çevrimi, ikisi sabit sıcaklıkta, ikisi adyabatik dört tersinir hal değişiminden oluşan tersinir bir çevrimdir. *Carnot ilkeleri*, aynı ısıl enerji depoları arasında çalışan tersinir ısı makinelerinin verimlerinin eşit olduğunu ve aynı ısıl enerji depoları arasında çalışan ısı makinelerinden en yüksek verime tersinir makinenin sahip olduğunu belirtir. Bu iki ilke, *termodinamik sıcaklık ölçeğ*inin veya diğer adıyla *Kelvin*

ölçeğinin temelini oluşturur. Tersinir bir makinenin aldığı ve verdiği ısıyla ısıl enerji depolarının sıcaklıkları arasında şu ilişki vardır:

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{tr} = \frac{T_H}{T_L} \tag{5-18}$$

Bu nedenle tersinir bir makine için Q_H/Q_L oranı, T_H/T_L oranıyla yer-değiştirebilir. Burada T_H ile T_L ısıl enerji depolarının mutlak sıcaklıklarıdır.

Tersinir Carnot çevrimine göre çalışan ısı makinesi *Carnot ısı makinesi* diye adlandırılır. Carnot ısı makinesinin ve diğer tersinir ısı makinelerinin ısıl verimi aşağıdaki bağıntıyla verilir:

$$\eta_{th,\,tr} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \tag{5-20}$$

T_H ve T_L sıcaklıklarındaki iki ısıl enerji deposu arasında çalışan bir ısı makinesinin sahip olabileceği en yüksek verim yukarıdaki bağıntıyla verilir.

Tersinir soğutma makinesi ve ısı pompasının COP değerleri de benzer bir biçimde şu bağıntılarla ifade edilebilir:

$$\mathrm{COP}_{SM,\,tr} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{5-22}$$

ve

$$\mathrm{COP}_{IP,\,tr} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{5-23}$$

T_L ve T_H sıcaklık sınırları arasında çalışan bir soğutma makinesinin veya bir ısı pompasının sahip olabileceği en yüksek etkinlik katsayıları bunlardır.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 W. Z. Black ve J. G . Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, New York, 1985.

2 J. R. Howell ve R. O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, McGraw-Hill, New York, 1987.

3 D. Stewart, "Wheels go round and round, but always run down," *Smithsonian*, s. 193-208, Kasım 1986.

4 G. J. Van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Baskı, Wiley, New York, 1985.

5 K. Wark, *Thermodynamics*, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1988.

PROBLEMLER*

Termodinamiğin İkinci Yasasına Giriş

5-1K Bir motor tamircisi benzin yerine suyla çalışan bir motor geliştirdiğini savunmaktadır. Bu savı nasıl değerlendirirsiniz?

* Öğrencilerin kavram 'K' sorularının tümünü yanıtlamaları önerilmektedir.

5-2K Bir hal değişiminin termodinamiğin birinci yasasını sağlaması, hal değişiminin gerçekleşmesi için yeterli midir? Açıklayın.

5-3K Termodinamiğin birinci yasasını sağlayan, fakat ikinci yasasına aykırı olan sanal bir hal değişimi tasarlayın.

5-4K Termodinamiğin ikinci yasasını sağlayan, fakat birinci yasasına aykırı olan bir hal değişimi tasarlayın.

5-5K Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına aykırı olan sanal bir hal değişimi tasarlayın.

5-6K Bir araştırmacı, 120 °C sıcaklıktaki basınçlı buhardan olan ısı geçişiyle az miktarda suyun sıcaklığını 150 °C'ye yükselttiğini belirtmektedir. Sizce bu sav geçerli olabilir mi? Açıklayın. Hal değişimi sırasında bir soğutma makinesi veya ısı pompası kullanılmadığını kabul edin.

Isıl Enerji Depoları

5-7K Bir bilgisayardan odaya geçen ısıyı düşünün. Isıl enerji deposu olarak uygun bir seçim ne olabilir?

5-8K Isıl enerji deposu nedir? Örnekler verin.

5-9K Bir yumurtanın kaynatılmasını ele alalım. Kaynayan su bir ısıl enerji deposu kabul edilebilir mi? Açıklayın.

5-10K Patateslerin bir fırında pişirilmesini ele alın. Fırının içindeki sıcak hava, ısıl enerji deposu kabul edilebilir mi?

5-11K Bir televizyondan yayılan ısıl enerjiyi düşünün. Isıl enerji deposu olarak uygun bir seçim ne olabilir?

Isı Makineleri ve Isıl Verim

5-12K Bir ısı makinesi çevreye ısı vermeden çalışabilir mi? Açıklayın.

5-13K Tüm ısı makinelerinin ortak özellikleri nelerdir?

5-14K Bir ısı makinesinin ısıl veriminin anlamı nedir? Isıl verim nasıl belirlenebilir?

5-15K Bir ısı makinesinin yaptığı net işi hesaplamak için iki yöntem belirtin.

5-16K Patateslerin bir fırında pişirilmesini ele alın. Bu pişirme işlemi için fırın verimini nasıl tanımlayabilirsiniz?

5-17K Bir çaydanlık suyun (*a*) bir ocağın üzerinde, (*b*) içine bir elektrikli ısıtıcı konarak ısıtıldığını düşünün. Suyu ısıtmak için hangi yol daha verimlidir? Açıklayın.

5-18K Şöminede odun yakmak mı, sobada odun yakmak mı sizce bir evi ısıtmak için daha verimli bir yöntemdir?

5-19K Elektrik enerjisini ışığa dönüştürmek için normal ampul kullanmak mı, floresan ampul kullanmak mı daha verimli bir yöntemdir?

5-20K Ev ısıtmada kullanılan kabinli ısıtma birimlerinin çoğu elektrikli ısıtıcılardır. Bir ev sahibi beş yıldır kullandığı ısıtıcının veriminin yüzde yüz olduğunu savunmaktadır. Burada termodinamiğin yasalarına bir aykırılık var mıdır? Açıklayın.

5-21K Termodinamiğin ikinci yasası Kelvin Planck tarafından nasıl ifade edilmiştir?

5-22K Yüzde 100 ısıl verimi olan bir ısı makinesi (*a*) termodinamiğin birinci yasasına, (*b*) termodinamiğin ikinci yasasına mutlaka aykırı mıdır? Açıklayın.

5-23K Sürtünme ve diğer tersinmezliklerin yokluğunda bir ısı makinesinin verimi yüzde 100 olabilir mi?

5-24K Hidroelektrik santraller de içinde olmak üzere, tüm güç üreten makinelerin verimleri, ikinci yasanın Kelvin-Planck ifadesiyle sınırlanmış mıdır?

5-25 Yakınından geçen bir akarsudan soğutma suyu alan 800 MW gücünde bir buharlı güç santralinin verimi yüzde 40'tır. Akarsuya verilen ısıyı hesaplayın. Gerçek ısı geçişi bu değerden büyük mü, küçük mü olacaktır? Açıklayın.

5-26 Buharlı bir güç santralinin kazanında aracı akışkana 280 GJ/h ısı geçişi olmaktadır. Borularda ve diğer elemanlarda buhardan çevre havaya yaklaşık 8 GJ/h ısı geçişi olduğu bilinmektedir. Yoğuşturucuda soğutma suyuna geçen ısı ise 145 GJ/h olduğuna göre, santralin (*a*) net gücünü, (*b*) ısıl verimini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 35.3 MW, (*b*) yüzde 45.4

5-27 90 kW gücünde bir otomobil motorunun ısıl verimi yüzde 28'dir. 44000 kJ/kg ısıl değeri olan bir yakıt kullanan bu motorun, birim zamandaki yakıt tüketimini hesaplayın.

5-28 150 MW gücünde bir buharlı güç santrali saatte 60 ton kömür tüketmektedir. Kömürün ısıl değeri 30000 kJ/kg olduğuna göre, santralin ısıl verimini hesaplayın (1ton = 1000 kg). *Çözüm:* yüzde 30.0

5-29 Bir otomobil motoru saatte 20 L yakıt tüketmekte ve tekerleklere 60-kW güç iletmektedir. Yakıtın ısıl değeri 44000 kJ/kg ve yoğunluğu 0.8 g/cm^3 olduğuna göre, bu motorun ısıl verimini hesaplayın. *Çözüm:* yüzde 30.7

5-30 Güneş havuzu adı verilen büyük su kütlelerinde toplanan güneş enerjisi, elektrik üretmek amacıyla kullanılabilir. Bu tür bir güç santralinin ısıl veriminin yüzde 3, ürettiği net gücün ise 100 kW olduğu bildirilmektedir. Bu santralin çalışması için birim zamanda toplanması gereken güneş enerjisini kJ/h olarak hesaplayın. *Çözüm:* 1.2 × 10^7 kJ/h

Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları

5-31K Soğutma makinesiyle ısı pompası arasındaki fark nedir?

5-32K Buzdolabıyla klima cihazı arasındaki fark nedir ?

5-33K Bir buzdolabında, ısıl enerji düşük sıcaklıktaki bir ortamdan (soğutulan ortam), daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama (mutfaktaki hava) verilmektedir. Burada ikinci yasaya aykırı bir durum var mıdır? Açıklayın.

5-34K Isı pompası, soğuk dış ortamdan sıcak iç ortama ısıl enerji aktaran bir makinedir. Burada ikinci yasaya aykırılık var mıdır? Açıklayın.

5-35K Bir soğutma makinesinin etkinlik katsayısını sözlü olarak ifade edin. Etkinlik katsayısı 1'den büyük olabilir mi?

5-36K Bir ısı pompasının etkinlik katsayısını sözlü olarak ifade edin. Etkinlik katsayısı 1'den büyük olabilir mi?

5-37K Bir evi ısıtmak amacıyla kullanılan bir ısı pompasının etkinlik katsayısı (COP) 2.5'tir. Başka bir deyişle, ısı pompası tükettiği her 1 kWh elektrik enerjisi için odaya 2.5 kWh enerji vermektedir. Bu durum birinci yasaya aykırı mıdır?

5-38K Bir soğutma makinesinin etkinlik katsayısı 1.5'tir. Başka bir deyişle, soğutma makinesi tükettiği her 1 kWh elektrik enerjisi için, soğutulan ortamdan 1.5 kWh enerji almaktadır. Bu durum birinci yasaya aykırı mıdır?

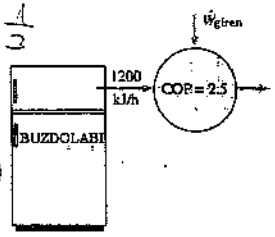
5-39K Termodinamiğin ikinci yasası Clausius tarafından nasıl ifade edilmiştir?

5-40K Termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin-Planck ve Clausius ifadelerinin eşanlamlı olduğunu gösterin.

5-41 COP değeri 1.8 olan bir ev buzdolabı, soğutulan ortamdan dakikada 90 kJ ısı çekmektedir. (*a*) Buzdolabının elektrik tüketimini, (*b*) mutfağa olan ısı geçişini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 0.83 kW, (*b*) 140 kJ/dakika

5-42 Bir klima cihazı 6 kW elektrik gücü tüketirken, evin iç ortamından dakikada 750 kJ/dakika ısı çekmektedir. (*a*) Bu cihazın etkinlik katsayısını, (*b*) dış ortama birim zamanda verdiği ısıyı hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 2.08, (*b*) 1110 kJ/dakika

5-43 Bir ev buzdolabının kompresörü bir saatte 15 dakika çalışmaktadır. Buzdolabının bir saatte yiyecek bölmesinden çektiği ısı ise 1200 kJ'dür. Buzdolabının etkinlik katsayısı 2.5 olduğuna göre, buzdolabının kompresörü çalıştığı zaman çektiği gücü hesaplayın.

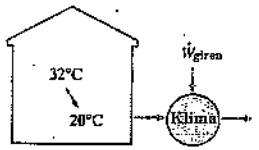


ŞEKİL P5-43

5-44 Su bir buz makinesine 15 °C sıcaklıkta girmekte ve −5 °C sıcaklıkta buz olarak çıkmaktadır. Buz makinesinin etkinlik katsayısı 2.4 olduğuna göre, saatte 12 kg buz üretmek için gerekli gücü hesaplayın. *Not:* 15 °C sıcaklıktaki suyu −5 °C sıcaklıkta buza dönüştürmek için bir kg sudan çekilmesi gereken enerji 384 kJ'dür.

5-45 450 W gücünde ve etkinlik katsayısı 2.5 olan bir buzdolabı, herbiri 10 kg ağırlığında olan 5 karpuzu 8 °C sıcaklığa soğutacaktır. Karpuzların sıcaklığı başlangıçta 20 °C olduğuna göre, istenen sıcaklığa ne kadar zamanda getirilebileceklerdir? Karpuzun özgül ısısı suyun özgül ısısına (4.2 kJ/kg·°C) eşit alınabilir. Elde ettiğiniz sonuç gerçekçi midir, iyimser midir? Açıklayın. *Çözüm:* 2240 s

5-46 Bir adam yazın her tarafı iyice kapatılmış evine girdiği zaman sıcaklığın 32 °C olduğunu görmektedir. Klimayı çalıştırdıktan sonra



ŞEKİL P5-46

evin sıcaklığı 15 dakika içinde 20 °C olmaktadır. İklimlendirme sisteminin etkinlik katsayısı 2.5 olduğuna göre, sistemin çektiği elektrik gücünü hesaplayın. Evin içindeki tüm kütlenin, 800 kg havaya eşdeğer olduğunu kabul edin. Hava için C_v = 0.72 kJ/kg·°C, C_p = 1.0 kJ/kg·°C alın.

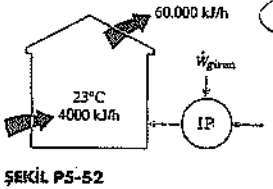
5-47 Tükettiği her kW elektrik için yiyecek bölmesinden 8000 kJ/h ısı çeken bir buzdolabının etkinlik katsayısını bulun. Ayrıca çevre havaya birim zamanda geçen ısıyı da hesaplayın.

5-48 Tükettiği her kW elektrik için ısıtılan ortama 8000 kJ/h ısı veren bir ısı pompasının etkinlik katsayısını bulun. Ayrıca birim zamanda çevre havadan çekilen ısıyı da hesaplayın.

5-49 Elektrikli ısıtma sisteminin kullanıldığı bir ev, Mart ayı süresince 1200 kWh enerji kullanmıştır. Eğer bu ev COP değeri 2.4 olan bir ısı pompası aracılığıyla ısıtılmış olsaydı, evsahibi ne kadar para artırabilirdi? Elektriğin fiyatını 8.5 para/kWh olarak alın.

5-50 Etkinlik katsayısı 1.8 olan bir ısı pompası bir eve 75000 kJ/h ısı vermektedir. Isı pompasının (*a*) tükettiği elektrik gücünü, (*b*) çevre havadan çektiği ısıyı hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 11.6 kW, (*b*) 33333 kJ/h

5-51 Bir evin ısıtılmasında kullanılan ısı pompası aralıklı olarak çalışmaktadır. Isı pompasının çalıştığı süre toplam sürenin üçte biridir. Evin ısı kaybı saatte ortalama 15000 kJ, ısı pompasının etkinlik katsayısı 3.5 olduğuna göre, çalıştığı zaman ısı pompasının çekeceği gücü hesaplayın.



ŞEKİL P5-52

5-52 Bir evin iç sıcaklığı, ısı pompası kullanılarak 23 °C'de sabit tutulmaktadır. Evin duvar ve pencerelerinden dışarıya olan ısı geçişi 60000 kJ/h olurken, evin içindeki insanların, lambaların ve elektrikli cihazların yaydığı ısı da 4000 kJ/h'dir. Isı pompasının etkinlik katsayısı 2.5 olduğuna göre, ısı pompasını çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın. *Çözüm:* 6.22 kW

5-53K Bir mucit 1 kWh elektrik tüketen, fakat buna karşılık odaya 1.2 kWh enerji veren bir elektrikli ısıtıcı geliştirdiğini savunmaktadır. Bu sav doğru olabilir mi? Açıklayın.

5-54K Havanın sıcaklığının, sıkıştırıldığı zaman yükseldiği bilinen bir olgudur. Bir mucit bu şekilde elde edilen sıcak havayı kullanarak evleri ısıtmayı tasarlamıştır. Kompresörü bir elektrik motoru çalıştırmaktadır. Mucit, sıkıştırılmış sıcak hava sisteminin aynı miktarda ısı sağlayan elektrikli ısıtma sistemine oranla yüzde 12 daha verimli olduğunu savunmaktadır. Bu savı doğru olabilir mi, yoksa önerilen sistem bir başka devridaim makinesi midir? Açıklayın.

Tersinir ve Tersinmez Hal Değişimleri

5-55K Masanın üzerine bırakılan soğuk bir kutu gazozun sıcaklığı, çevreden geçen ısıyla yükselmektedir. Bu hal değişimi tersinir midir? Açıklayın.

5-56K Sıcak bir patates tabağa konmakta ve çevreye ısı geçişi sonucu oda sıcaklığına gelmektedir. Bu hal değişimi tersinir midir? Açıklayın.

5-57K Gerçek olmasa da, mühendisler tersinir hal değişimlerine önem verirler, neden?

5-58K Hava 20 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçtan, 300 °C sıcaklık ve 800 kPa basınca önce tersinir bir hal değişimiyle, daha sonra da tersinmez bir hal değişimiyle sıkıştırılmaktadır. Hangi hal değişimi daha çok iş yapılmasını gerektirecektir?

5-59K Sanki-dengeli-olmayan bir sıkıştırma, sanki-dengeli bir sıkıştırmaya oranla neden daha çok iş gerektirir?

5-60K Sanki-dengeli-olmayan bir genişleme sırasında, sanki-dengeli bir genişlemeye oranla neden daha az iş yapılır?

5-61K İçten ve dıştan tersinmezlikler birbirinden nasıl ayırdedilir?

5-62K Tersinir bir sıkıştırma veya genişlemenin mutlaka sanki-dengeli olması gerekir mi? Sanki-dengeli bir genişleme veya sıkıştırmanın mutlaka tersinir olması gerekir mi? Açıklayın.

Carnot Çevrimi ve Carnot İlkeleri

5-63K Carnot çevrimini oluşturan dört hal değişimi nelerdir?

5-64K Ters Carnot çevrimini oluşturan dört hal değişimi nelerdir?

5-65K Carnot ilkelerini açıklayın.

5-66K Bir kişi, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevriminden daha yüksek verimi olan yeni bir tersinir ısı makinesi çevrimi bulduğunu savunmaktadır. Bu savı nasıl değerlendirirsiniz?

5-67K Bir kişi, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan ve Carnot çevrimiyle eşit verime sahip yeni bir tersinir ısı makinesi çevrimi bulduğunu savunmaktadır. Bu savı nasıl değerlendirirsiniz?

5-68K Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan ve Carnot çevriminden daha yüksek verime sahip, (*a*) gerçek, (*b*) tersinir bir ısı makinesi çevrimi tasarlanabilir mi? Açıklayın.

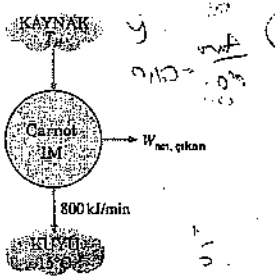
Carnot Isı Makineleri

5-69K Carnot ısı makinesinin verimini artırmanın, T_H'yi yükseltmek veya T_L'yi düşürmek dışında bir yolu var mıdır?

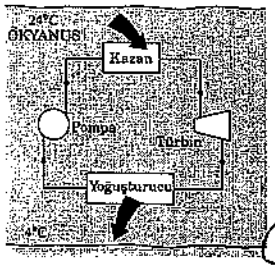
5-70K Güneş enerjisiyle çalışan iki gerçek güç santrali düşünün. Santrallerden biri 80 °C sıcaklıktaki güneş havuzundan ısı almakta, diğeri ise yoğunlaştırıcılı toplayıcılarla 600 °C sıcaklığa ısıtılan sudan ısı almaktadır. Bu güç santrallerinden hangisinin verimi daha yüksek olacaktır? Neden?

5-71 Bir Carnot ısı makinesi 1000 K sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposundan dakikada 800 kJ ısı almakta, 300 K sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposuna da ısı vermektedir. Bu ısı makinesinin (*a*) ısıl verimini, (*b*) gücünü hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) yüzde 70, (*b*) 9.33 kW

5-72 Bir Carnot makinesi yüksek sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposundan 500 kJ ısı almakta ve 17 °C sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposuna da



ŞEKİL P5-74



ŞEKİL P5-75

200 kJ ısı vermektedir. (*a*) Yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposunun sıcaklığını, (*b*) ısı makinesinin ısıl verimini hesaplayın.

5-73 Bir ısı makinesi 560 °C sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposuyla 25 °C sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposu arasında çalışmaktadır. Isı makinesine sürekli olarak 1200 kJ/dakika ısı geçişi oluyorsa, bu makinenin üretebileceği en yüksek güç nedir?

5-74 Bir ısı makinesi Carnot çevrimine göre çalışmaktadır ve ısıl verimi yüzde 55'tir. Makinenin atık ısısı 800 kJ/dakika olup, 15 °C sıcaklıktaki bir göle verilmektedir. (*a*) Makinenin gücünü, (*b*) ısı aldığı kaynağın sıcaklığını hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 16.3 kW, (*b*) 640 K

5-75 Ekvatora yakın bölgelerde okyanus yüzeyine yakın tabakalardaki su güneşten aldığı enerjiyle yıl boyu ılık kalır. Güneş ışınları üst tabakalarda yutulduğu için okyanusun daha derin tabakalarında su sıcaklığı göreceli olarak düşüktür. Bu sıcaklık farkından yararlanarak güç üretmek için bir santral yapımı tasarlanmaktadır. Santral yukarıdaki ılık sudan ısı alacak ve birkaç yüz metre aşağıdaki suya ısı verecektir. Su sıcaklıkları üst ve alt tabakalarda sırasıyla 24 °C ve 4 °C olduğuna göre santralin sahip olabileceği en yüksek verimi belirleyin.

5-76 Güç üretiminin ilginç yollarından biri de yeraltında doğal olarak bulunan sıcak sudan, diğer adıyla jeotermal enerjiden yararlanmaktır. Çevre sıcaklığının 20 °C olduğu bir bölgede, 140 °C sıcaklığında bir su kaynağı bulunmuştur. Bu bölgede kurulacak jeotermal bir güç santralinin sahip olabileceği en yüksek verimi hesaplayın.
Çözüm: yüzde 29.1

5-77 Bir mucit 400 K sıcaklıktaki bir kaynaktan 800 kJ ısı alan, 250 kJ net iş yapan ve 300 K sıcaklıktaki bir kaynağa ısı veren bir ısı makinesi tasarladığını savunmaktadır. Bu savı değerlendirin.

5-78 Bir araştırmacı, bir ısı makinesi üzerinde yaptığı deneylerin sonuçlarına göre, makinenin 500 K sıcaklıktaki kaynaktan 320 kJ ısı aldığını, bunun 180 kJ'ünü işe dönüştürdüğünü ve geri kalanını 300 K sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposuna verdiğini söylemektedir. Bu ölçümler sizce akla yakın mıdır? Neden?

Carnot Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları

5-79K Bir Carnot soğutma makinesinin etkinlik katsayısı nasıl yükseltilebilir?

5-80K T_L ve T_H sıcaklıkları arasında çalışan bir soğutma makinesinin sahip olabileceği en yüksek etkinlik katsayısı nedir?

5-81K T_L ve T_H sıcaklıkları arasında çalışan bir ısı pompasının sahip olabileceği en yüksek etkinlik katsayısı nedir?

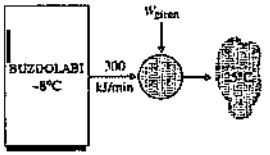
5-82K Bir işletmeci, ısı makinesi çevriminde enerjiyi geri kazanmak için çevrimin atık ısısını bir ısı pompasından yararlanarak yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna aktarmayı düşünmüştür. Sizce bu parlak bir düşünce midir? Neden?

5-83K Bir ısı makinesinin verimi, ısı verdiği ortamın sıcaklığı T_L düştükçe artar. Bir güç santralinin ısıl verimini artırmak için, yoğuşturucuya giren suyun bir soğutma makinesiyle soğutulması önerilmektedir. Sizce bu düşünce akla yakın mıdır? Neden?

5-84K Bir ısı makinesinin verimi, ısı aldığı ortamın sıcaklığı T_H yükseldikçe artar. Bir güç santralinin ısıl verimini artırmak için, elde bulunan ısı kaynağından alınacak ısının önce ısı pompasıyla daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarılması ve ondan sonra ısı makinesine verilmesi önerilmektedir. Sizce bu düşünce akla yakın mıdır? Neden?

5-85 Bir Carnot buzdolabı 25 °C sıcaklıktaki bir odada çalışmakta ve 2 kW güç gerektirmektedir. Buzdolabının yiyecek bölmesi 3 °C sıcaklıkta olduğuna göre, yiyecek bölmesinden birim zamanda çekilen ısıyı hesaplayın.

5-86 Bir soğutma makinesi, soğutulan ortamı −8 °C sıcaklıkta tutabilmek için ortamdan 300 kJ/dakika ısı çekmektedir. Soğutma makinesinin ısı verdiği ortam 25 °C sıcaklıkta ise, makineyi çalıştırmak için gerekli en düşük gücü hesaplayın. *Çözüm:* 0.623 kW



ŞEKİL P5-86

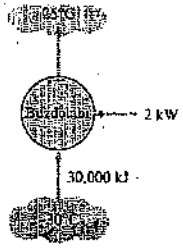
5-87 Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir iklimlendirme sistemi 20 °C sıcaklıkta bir ortamdan dakikada 750 kJ ısı çekmektedir. Dış sıcaklık 35 °C olduğuna göre, iklimlendirme sistemini çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın. *Çözüm:* 0.64 kW

5-88 Bir iklimlendirme sistemi, dış sıcaklığın 35 °C olduğu bir günde, bir evin içini 20 °C sıcaklıkta tutmaktadır. İklimlendirme sistemi çalıştığı zaman 5 kW güç gerektirdiğine göre, soğutulan ortamdan birim zamanda çekebileceği en fazla ısıyı hesaplayın.

5-89 Bir Carnot soğutma makinesi 25 °C sıcaklıktaki bir odada çalışmaktadır. Makine 500 W gücünde olup etkinlik katsayısı 4.5'tir. (*a*) Soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısıyı, (*b*) soğutulan ortamın sıcaklığını hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 133 kJ/dakika, (*b*) −29.2 °C

5-90 Bir mucit −5 °C sıcaklıkta tutulan bir ortamdan ısı çekerek 22 °C sıcaklıkta bir ortama ısı veren ve etkinlik katsayısı 8.2 olan bir soğutma makinesi geliştirdiğini savunmaktadır. Sizce bu sav doğru olabilir mi? Neden?

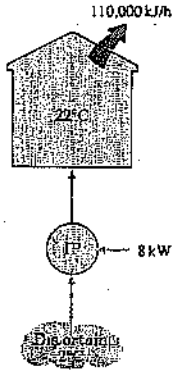
5-91 25 °C sıcaklıktaki bir odada yapılan deneyde, bir araştırma görevlisi 2 kW gücünde bir soğutma makinesinin −30 °C sıcaklıkta tutulan bir ortamdan 30000 kJ ısı çektiğini ölçmüştür. Deney sırasında soğutma makinesi 20 dakika çalışmıştır. Bu değerlerin doğruluğunu irdeleyin.



ŞEKİL P5-91

5-92 Bir iklimlendirme sistemi, dışarıda sıcaklık 33 °C iken, bir evin içini 22 °C sıcaklıkta tutmaktadır. Evin duvarlardan ve pencerelerden olan ısı kazancı dakikada 600 kJ'dür. Evin içindeki insanların ve elektrikli cihazların yaydığı ısı ise dakikada 120 kJ'dür. Bu iklimlendirme sistemini çalıştırmak için gerekli en az gücü hesaplayın.
Çözüm: 0.48 kW

5-93 Dışarıda sıcaklık −5 °C iken , bir ısı pompası 20 °C sıcaklıkta tutulmak istenen bir evi ısıtmaktadır. Evin ısı kaybı yaklaşık olarak 75000 kJ/h olduğuna göre, ısı pompasını çalıştırmak için gerekli en az gücü hesaplayın.



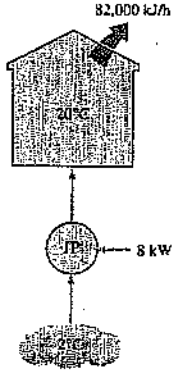
ŞEKİL P5-94

5-94 İç sıcaklığı 20 °C olan bir ev ısı pompasıyla ısıtılmaktadır. Dış sıcaklığın 2 °C olduğu bir günde, evin ısı kaybı yaklaşık 110000 kJ/h'dir. Isı pompasının çalışırken çektiği güç 8 kW olduğuna göre ısı pompası evi ısıtmak için yeterli midir?

5-95 Bir evin ısı kaybı, iç ve dış sıcaklıklar arasındaki her 1 °C fark için, 5400 kJ/h·°C değerindedir. Şebekeden çektiği güç 6 kW olan bir ısı pompası bu evin iç sıcaklığının 21 °C'de kalmasını sağlamaktadır. Isı pompasının istenen koşulları yerine getirebildiği en düşük sıcaklık ne olabilir? *Çözüm:* –13.3 °C

5-96 Bir ısı pompasının etkinliği dış sıcaklık düştükçe azalır. Bu durum ısı pompalarının havanın çok soğuk olduğu yerlerde kullanılmasını sınırlar. Isı pompasıyla ısıtılan ve iç sıcaklığı 20 °C sıcaklıkta tutulan bir ev düşünün. Dış sıcaklık (*a*) 10 °C, (*b*) – 5 °C ve (*c*) –30 °C olduğu zaman ısı pompasının etkinlik katsayısı (COP_{IP}) ne kadar olur?

5-97 Bir evi ısıtmak için ısı pompası kullanılmaktadır. Evin iç sıcaklığı 21 °C'dir. Dış sıcaklık –2 °C'ye düştüğü zaman evin ısı kaybı yaklaşık 80000 kJ/h olmaktadır. Isı pompasını çalıştırmak için gerekli en az gücü, (*a*) ısının –2 °C sıcaklıktaki çevre havadan, (*b*) ısının 12 °C sıcaklıktaki kuyu suyundan alınması durumunda hesaplayın.



ŞEKİL P5-98

5-98 Bir Carnot ısı pompası kışın bir evi ısıtmak ve iç sıcaklığını 20 °C sıcaklıkta tutmak için kullanılmaktadır. Dış sıcaklığın 2 °C olduğu bir günde evin ısı kayıpları yaklaşık 82000 kJ/h olarak belirlenmiştir. Eğer ısı pompası çalışırken şebekeden 8 kW güç çekiyorsa, (*a*) belirtilen günde ısı pompasının kaç saat çalıştığını, (*b*) elektrik fiyatının 8.5 para/kWh olduğunu kabul ederek o günkü ısıtma giderini, (*c*) doğrudan elektrikli ısıtıcılar kullanılsaydı ısıtma giderinin ne olacağını hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 4.19 h, (*b*) 285 para, (*c*) 4647 para

5-99 Bir Carnot ısı makinesi 900 °C sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposundan dakikada 800 kJ ısı almakta ve 27 °C sıcaklıktaki çevre ortama ısı vermektedir. Isı makinesinin ürettiği güçle bir soğutma makinesi çalıştırılmakta, bu makine de –5 °C sıcaklıktaki bir odadan ısı alarak 27 °C sıcaklıktaki çevre ortama ısı vermektedir. (*a*) Soğutulan odadan birim zamanda en çok ne kadar ısı çekilebileceğini, (*b*) çevre ortama birim zamanda verilen toplam ısıyı hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 4982 kJ/dakika, (*b*) 5782 kJ/dakika

Genel Tekrar Problemleri

5-100 Sürekli akışlı açık sistemde uygulanan bir Carnot ısı makinesi çevrimini gözönüne alın. Çevrimin ısıl verimi yüzde 30 olup, çevrime ısı geçişi sırasında su, 300 °C sıcaklıkta doymuş sıvıdan doymuş buhara dönüşmektedir. Suyun debisi 5 kg/s olduğuna göre, ısı makinesinin net gücünü kW olarak hesaplayın.

5-101 Bir evi ısıtmak için etkinlik katsayısı 2.4 olan bir ısı pompası kullanılmaktadır. Isı pompasının şebekeden çektiği güç 8 kW'tır. Eğer evin ortalama ısı kaybı 40000 kJ/h ise ve ısıtma başladığında evin iç sıcaklığı 3 °C ise, iç sıcaklığın 22 °C'a gelmesi için geçecek süreyi hesaplayın. Evden içeriye veya dışarıya hava sızması olmadığını kabul edin ve evin içindeki tüm kütleyi (hava, mobilya ve benzeri) 2000 kg havaya eşdeğer alın.

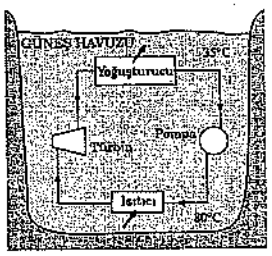
5-102 Bir gaz türbininin ısıl verimi yüzde 17 olup, 6000 kW güç üretmektedir. Gaz türbininin L/dakika olarak yakıt tüketimini hesaplayın. Kullanılan yakıtın ısıl değerini 46000 kJ/kg ve yoğunluğunu 0.8 g/cm^3 alın.

5-103 Q_L ve Q_H değerleri aynı olan bir ısı pompasıyla bir soğutma makinesinin etkinlik katsayıları arasında, $COP_{IP} = COP_{SM} + 1$ bağıntısının geçerli olduğunu gösterin.

5-104 Bir iklimlendirme sistemi evin iç ortamının 20 °C sıcaklıkta kalmasını sağlamaktadır. Evin ısı kazancı 20000 kJ/h olup, evin içinde insanlar ve elektrikli cihazlar tarafından yayılan ısı da yaklaşık 8000 kJ/h'dir. İklimlendirme sisteminin etkinlik katsayısı 2.5 olduğuna göre, sistemi çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın. *Çözüm:* 3.11 kW

5-105 Kapalı sistemde gerçekleşen ve aracı akışkan olarak 0.01 kg soğutucu akışkan-134a'nın kullanıldığı bir Carnot çevrimini gözönüne alın. Çevrimin ısıl verimi yüzde 15'tir. Çevrime ısı verilmesi sırasında, soğutucu akışkan-134a, 70 °C sıcaklıkta doymuş sıvıdan doymuş buhara dönüşmektedir. Bu makinenin net işini kJ olarak hesaplayın.

5-106 Etkinlik katsayısı 3.2 olan bir ısı pompası bir evi ısıtmaktadır. Isı pompasının şebekeden çektiği güç 5 kW'tır. Isı pompası çalışmaya başladığı anda evin iç sıcaklığı 7 °C ise, sıcaklığın 22 °C'ye gelmesi için geçecek süre ne olacaktır? Bulduğunuz değer gerçekçi midir yoksa iyimser midir? Açıklayın. Evin içindeki toplam kütlenin (hava, mobilyalar ve benzeri) 1500 kg havaya eşdeğer olduğunu kabul edin. Hava için, C_v = 0.72 kJ/kg·°C ve C_p = 1.0 kJ/kg·°C alın.



ŞEKİL P5-107

5-107 Yeni ve gelecek için umut veren bir güç üretim yöntemi, güneş enerjisini, 'güneş havuzları' adı verilen birkaç metre derinliğindeki havuzlarda toplayıp depolayarak güç üretiminde kullanmayı öngörmektedir. Bir güneş havuzunda, sıcaklık havuzun hemen her yerinde eşittir, fakat üstteki tabakadan çevreye taşınımla ısı geçişi olduğu için, sıcaklığı alttaki tabakalara oranla daha düşüktür. Göreceli olarak soğuk olan bu su, alt tabakalardaki sıcak su için bir bakıma yalıtım işlevi yüklenmektedir. Havuzun altına tuz serilerek suyun yoğunluğu artırılmakta ve su dolaşımı önlenmektedir. Alkol gibi bir organik sıvının aracı akışkan olarak kullanıldığı bir güç santrali havuzun üst ve alt tabakaları arasında çalıştırılabilir. Eğer su sıcaklığı üstte 35 °C, altta 80 °C ise, güç santralinin verimi en çok ne kadar olabilir? 35 ve 80 °C değerlerinin hesaplarda kullanılması ne ölçüde gerçekçidir? Açıklayın. *Çözüm:* yüzde 12.7

5-108 Kapalı sistemde gerçekleşen ve aracı akışkan olarak 0.0103 kg suyun kullanıldığı bir Carnot güç çevrimini gözönüne alın Çevrimin mutlak sıcaklık olarak en yüksek sıcaklığının en düşük sıcaklığına oranı 2 ve çevrimin net işinin 25 kJ olduğu bilinmektedir. Çevrimden ısı atma işlemi sırasında su doymuş buhar halinden doymuş sıvı haline dönüşmektedir. Bu hal değişimi sırasında suyun sıcaklığı (°C) ne kadar olur?

5-109 Kapalı sistemde gerçekleşen ve aracı akışkan olarak 0.96 kg soğutucu akışkan-12'nin kullanıldığı bir Carnot soğutma çevrimini gözönüne alın. Çevrim doymuş sıvı-buhar karışımı bölgesinde gerçekleşmektedir. Çevrimin mutlak sıcaklık olarak en yüksek sıcaklığının en düşük sıcaklığına oranı 1.2 olup, çevrime net iş girişi 22 kJ'dür. Çevrimden ısı atma işlemi sırasında soğutucu akışkan doymuş buhar halinden doymuş sıvı haline dönüşmektedir. Çevrimin alt basınç sınırı kPa cinsinden ne kadar olur?

5-110 Birbiriyle bağlantılı iki Carnot ısı makinesi düşünün. Birinci makine 1200 K sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposundan ısı almakta ve T sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposuna ısı vermektedir. İkinci makine ise birinci makine tarafından atılan ısıyı almakta, bir bölümünü işe dönüştürdükten sonra geri kalanını 300 K sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposuna vermektedir. Eğer makinelerin verimleri eşitse, T sıcaklığı ne kadar olmalıdır? *Çözüm:* 600 K

5-111 Bir soğutma makinesinin etkinlik katsayısı, soğutulan ortamın sıcaklığı düştükçe azalır. Başka bir deyişle, çok düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısı çekmek büyük miktarda bir işin yapılmasını gerektirecektir. Çevre sıcaklığı 300 K iken, 3 K sıcaklıktaki sıvı helyumdan 1 kJ ısı çekmek için gerekecek en az işi hesaplayın. *Çözüm:* 99 kJ

5-112 Bir apartmanı ısıtmak için ısı pompası kullanılmaktadır. Apartmanın iç sıcaklığı 22 °C'dir. Apartmanın ısı kaybı, iç ve dış sıcaklıklar arasındaki her 1 °C fark için, 2500 kJ/h'dir. Dış sıcaklığın 4 °C olması durumunda (*a*) ısı pompasının etkinlik katsayısını, (*b*) ısı pompasını çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 16.4, (*b*) 0.762 kW

5-113 Bir Carnot ısı makinesi 750 K sıcaklığındaki bir ortamdan ısı almakta ve 300 K sıcaklığındaki çevreye ısı vermektedir. Isı makinesinin ürettiği gücün tümü bir soğutma makinesini çalıştırmak için kullanılmaktadır. Soğutma makinesi −15 °C sıcaklıktaki bir ortamdan dakikada 400 kJ ısı çekmekte ve 300 K sıcaklıktaki çevreye ısı vermektedir. (*a*) Isı makinesine yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposundan olan ısı geçişini, (*b*) çevreye her iki makineden olan toplam ısı geçişini hesaplayın.

5-114 Bir ısı makinesi 800 °C ve 20 °C sıcaklıktaki ısıl enerji depoları arasında çalışmaktadır. Isı makinesinin ürettiği gücün yarısı bir evi ısıtmak için kullanılan Carnot ısı pompasını çalıştırmaktadır. Evin iç sıcaklığı 22 °C, dış sıcaklık 2 °C iken, evin ısı kaybı saatte 95000 kJ'dür. Verilen koşullarda ısı makinesine birim zamanda verilmesi gereken en az enerji ne kadardır?

5-115 Kapalı bir sistemde gerçekleşen ve aracı akışkan olarak 0.8 kg soğutucu akışkan-12'nin kullanıldığı bir Carnot soğutma çevrimini gözönüne alın. Çevrim doymuş sıvı buhar karışımı bölgesinde gerçekleşmektedir. Çevrimin üst ve alt sıcaklık sınırları sırasıyla 20 °C ve −10 °C'dir. Çevrimden ısı atma işleminin sonunda soğutucu akışkanın doymuş sıvı halinde bulunduğu ve çevrime giren net işin 12 kJ olduğu bilinmektedir. Çevrime ısı verme işlemi sırasında soğutucu akışkan kütlesinin ne kadarlık bir bölümünün buharlaştığını ve çevrimden ısı atma işleminin sonundaki basıncı hesaplayın.

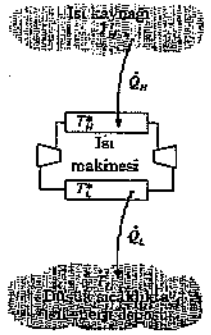
5-116 Bir Carnot ısı pompası çevrimi sürekli akışlı bir açık sistemde uygulanmaktadır. Aracı akışkan olarak 0.264 kg/s debisinde soğutucu akışkan-134a kullanılmakta ve çevrim doymuş sıvı buhar karışımı bölgesinde gerçekleşmektedir. Çevrimin mutlak sıcaklık olarak en yüksek sıcaklığının en düşük sıcaklığına oranı 1.15 olup, çevrime net iş girişi 5 kW'tır. Soğutucu akışkan, çevrimden ısı verme işlemi sırasında doymuş buhardan doymuş sıvıya dönüştüğüne göre, çevrimin en yüksek ve en düşük basınçlarının oranını hesaplayın.

5-117 Bir Carnot ısı makinesinin üst ve alt sıcaklık sınırları sırasıyla T_H ve T_L'dir. Bu ısı makinesinin ısıl verimi iki katına çıkarılmak istenirse, T_L sabit tutulurken T_H ne olmalıdır?

5-118 Bir Carnot makinesini incelerken, makinenin ısıl enerji depolarıyla yaptığı ısı alışverişlerinin ısıl dengede gerçekleştiği kabul edilmektedir. Başka bir deyişle $T_H^* = T_H$ olduğu ve $T_L^* = T_L$ olduğu ve bu nedenle dıştan tersinmezlikler olmadığı kabul edilmektedir. Bu durumda Carnot ısı makinesinin verimi $\eta_C = 1 - T_L/T_H$ olmaktadır.

Gerçek ısı makinelerinde ise, ısı geçişi sonlu sıcaklık farkında ve sınırlı bir yüzey alanıyla gerçekleşir. Bu durumda ısı geçişi şöyle ifade edilebilir:

$$\dot{Q}_H = (hA)_H (T_H - T_H^*)$$
$$\dot{Q}_L = (hA)_L (T_L^* - T_L)$$



ŞEKİL P5-118

Burada h ve A, sırasıyla ısı geçiş katsayısı ve yüzey alanı olmaktadır. h, A, T_H ve T_L'ye belli değerler verildiğinde, güç üretiminin en yüksek değerini,

$$\frac{T_L^*}{T_H^*} = \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{1/2}$$

olduğu zaman alacağını gösterin. Bu durum gerçekleştiği zaman net gücün aşağıdaki ifadeyle hesaplanabileceğini gösterin:

$$\dot{W}_{C,\,maks} = \frac{(hA)_H T_H}{1+(hA)_H/(hA)_L}\left[1-\left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{1/2}\right]^2$$

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

5-119 Çevre sıcaklığı 300 K iken, içinde 350 K sıcaklıkta 10^5 kg su bulunan bir havuzdan elde edilebilecek en fazla işi hesaplayan bir bilgisayar programı yazın. Havuzdan ısı çekilirken sıcaklığının yavaş yavaş düşeceği ve buna bağlı olarak verimin de azalacağı gözönüne alınmalıdır. Programın havuz sıcaklığının 300 K'e (*a*) 5 K, (*b*) 2 K ve (*c*) 1 K adımlarla düşmesi durumlarına göre işlem yapmalıdır. Bulduğunuz sonuçları bu problemin integrasyonla belirlenecek tam sonucuyla karşılaştırın.

5-120 Bulunduğunuz yörede sıvı yakıt, doğal gaz ve elektrik fiyatlarını araştırın. Herbirinin 1 kWh ısıya karşı gelen parasal değerlerini belirleyin. Yakıt faturalarınızı gözden geçirerek geçen Ocak ayında yakıt için harcanan parayı belirleyin. Ayrıca en yeni ısıtma yöntemi ve sistemiyle ısıtma yaparsanız parasal kazancınızın ne olabileceğini hesaplayın.

5-121 Çevrenizde uygulanan konut ısıtma sistemleri üzerinde bir rapor hazırlayın. Her sistemin üstün ve zayıf yanlarını, ilk yatırım ve işletme giderlerini inceleyin. Bir ısıtma sistemin seçiminde gözönüne alınması gereken önemli hususlar nelerdir? Seçim için kıstaslar belirleyin. Bulunduğunuz yörede hangi sistem hangi koşullarda en iyi sonucu verecektir?

5-122 Verim, termodinamik çevrime dayalı bir makine için, amaçlanan değerin, harcanan değere oranı olarak tanımlanmıştı. Bu tanım teknik olmayan alanlara da genişletilebilir. Örneğin bir dersteki başarınız, aldığınız notun verdiğiniz emeğe oranı olarak görülebilir. Eğer bir derse çalışmak için harcadığınız zaman ve emek notlarınıza yansımamışsa, veriminiz o kadar iyi değildir. Bu durumda nedenleri araştırarak, sorunlarınızı çözmeniz gerekir. Teknik olmayan alanlarda üç verim tanımı daha yapın ve bunları tartışın.

5-123 Sürekli akışlı elemanlardan oluşan bir Carnot çevrimi tasarlayın, bu makine içinde Carnot çevriminin nasıl gerçekleştiğini açıklayın. Isı ve iş etkileşimlerinin yönü değişirse ne olacağını belirtin.

Entropi

BÖLÜM 6

5. Bölümde Termodinamiğin İkinci Yasasına bir giriş yapıldı ve termodinamik çevrimlerle bunlara dayanan makinelere nasıl uygulandığı açıklandı. Bu bölümde ikinci yasa hal değişimlerine uygulanacaktır. Termodinamiğin birinci yasası *enerji* adı verilen özelik ve enerjinin korunumuyla ilgilidir. Termodinamiğin ikinci yasası *entropi* adı verilen yeni bir özeliğin tanımına yol açar. Entropi biraz soyut bir kavramdır ve fiziksel açıklamasını tam olarak vermek zordur. Entropinin anlaşılması ve değerinin kavranması, onun mühendislik uygulamalarında nasıl kullanıldığını inceleyerek gerçekleşebilir. Bu bölümde yapılmak istenen tam olarak budur.

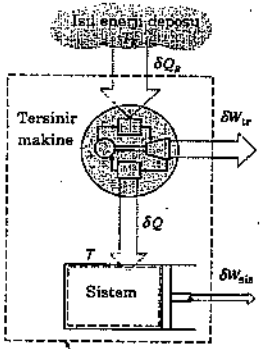
Bu bölüm entropinin tanımına temel oluşturan Clausius eşitsizliğinin incelenmesiyle başlamakta ve entropinin artışı ilkesiyle devam etmektedir. Enerjinin tersine, entropi miktarı korunan bir özelik değildir, *entropinin korunumu ilkesi* diye bir kavramdan da sözedilemez. Bölümde daha sonra saf maddelerin, sıkıştırılamaz maddelerin ve ideal gazların hal değişimleri sırasında entropinin nasıl değiştiği incelenmekte, *sabit entropili (izantropik) hal değişimleri* adı altında bir küme kuramsal hal değişimi ele alınmaktadır. Son olarak da, *tersinir sürekli akış işi* ile türbin, kompresör gibi bazı makinelerin ve mühendislik sistemlerinin izantropik verimleri tanımlanmaktadır.

6-1 ■ CLAUSIUS EŞİTSİZLİĞİ

Termodinamiğin ikinci yasası çoğu kez içinde eşitsizliklerin yer aldığı anlatımlara yol açar. Örneğin, tersinmez (gerçek) bir ısı makinesinin verimi, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tersinir bir ısı makinesinin veriminden daha küçüktür. Benzer bir şekilde, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan iki soğutma makinesinden tersinir olanın etkinlik katsayısı (COP), tersinmez olanın etkinlik katsayısından daha büyüktür. Termodinamikte önemli sonuçlara yol açan bir başka eşitsizlik de **Clausius eşitsizliği**dir. İlk kez Alman fizikçi ve termodinamiğin öncülerinden R. J. E. Clausius (1822-1888) tarafından ortaya konmuştur. Bu eşitsizlik şöyle ifade edilir:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \le 0$$

Sözlü anlatımla, *$\delta Q/T$'nin termodinamik bir çevrim üzerinde integrali sıfıra eşit veya sıfırdan küçüktür*. Bu eşitsizlik tersinir veya tersinmez tüm çevrimler için geçerlidir. $\oint$ simgesi (ortasında daire bulunan integral), integralin bir çevrim boyunca alındığını göstermektedir. Bir sisteme veya sistemden olan ısı geçişi, diferansiyel miktarlarda ısı geçişlerinin toplamı olarak düşünülebilir. Bu durumda $\delta Q/T$'nin çevrim üzerinde integrali, diferansiyel ısı geçişinin sınır sıcaklığıyla bölünmesinden sonra elde edilen tüm diferansiyel miktarların çevrim boyunca toplamı olarak görülebilir.



Birleşik sistem (sistem ve çevrim gerçekleştirerek çalışan makine)

ŞEKİL 6-1
Clausius eşitsizliğini açıklamak için kullanılan birleşik sistem.

Clausius eşitsizliğinin doğruluğunu göstermek için, Şekil 6.1'de verilen sistem incelensin. Sistem, termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan tersinir bir makine aracılığıyla T_R sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposuna bağlanmıştır. Tersinir makinenin her iki yönde de çalışabileceğini vurgulayalım. Tersinir makine depodan δQ_R miktarda ısı almakta, sınırları T sıcaklığında olan sisteme δQ miktarda ısı vermekte ve bu arada δW_{tr} miktarda iş yapmaktadır. Ayrıca δQ miktarda ısı alan sistem, δW_{sis} miktarda iş yapmaktadır. Enerjinin korunumu ilkesi tersinir makineyle sistemi kapsayan birleşik sisteme uygulanırsa,

$$\delta W_B = \delta Q_R - dE_B$$

elde edilir. Burada δW_B birleşik sistemin toplam işi ($\delta W_{tr} + \delta W_{sis}$), dE_B ise birleşik sistemin toplam enerji değişimi olmaktadır. Makinenin tersinir olduğu gözönüne alınırsa, 5-18 numaralı denklemden,

$$\frac{\delta Q_R}{T_R} = \frac{\delta Q}{T}$$

elde edilir. Burada δQ'nun işareti sisteme göre (sisteme ise artı, sistemden ise eksi) ve δQ_R'nin işareti tersinir makineye göre kararlaştırılmaktadır. Yukarıdaki denklemlerde δQ_R yokedilirse,

$$\delta W_B = T_R \frac{\delta Q}{T} - dE_B$$

bulunur. Şimdi sistemin bir çevrim tamamladığını ve bu arada tersinir makinenin de birkaç kez kendi çevrimini gerçekleştirdiğini kabul edelim. Bu durumda, enerji değişiminin çevrim üzerinde integralinin sıfır olmasından dolayı, yukarıdaki denklem şu şekli alacaktır:

$$W_B = T_R \oint \frac{\delta Q}{T}$$

Burada, W_B, δW_B'nin çevrim üzerinde integrali olup, bileşik sistemin çevrim boyunca yaptığı toplam işi göstermektedir.

Bileşik sistem incelendiği zaman bir ısı kaynağıyla ısı alışverişinde bulunduğu ve net iş yaptığı görülmektedir. Termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin-Planck ifadesine göre, *termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan hiçbir sistem, sadece bir ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunarak net iş yapamaz*. Bu nedenle bileşik sistemin net işinin, başka bir deyişle W_B'nin artı bir değer alması olanaksızdır. W_B ancak sıfır veya eksi bir değer alabilir. Mutlak sıcaklık T_R her zaman artı bir değerdir, bu nedenle yukarıdaki bağıntı Clausius eşitsizliği adı altında şöyle yazılabilir:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \le 0 \qquad (6\text{-}1)$$

Bu eşitsizlik, soğutma çevrimlerini de kapsamak üzere, tersinir veya tersinmez tüm çevrimler için geçerlidir.

Sistemde ve tersinir makinede herhangi bir tersinmezlik yoksa, bileşik sistem tarafından gerçekleştirilen çevrim içten tersinir olacaktır. Bu durumda çevrim ters yönde gerçekleşebilir. Çevrim ters yönde gerçekleştiği zaman tüm büyüklükler sadece işaret değiştireceklerdir. Bu nedenle yukarıdaki çevrim için artı olamayan W_B, bu kez de eksi olamayacaktır. İçten tersinir bir çevrim için eksi veya artı olamayan W_B, sadece sıfır değerini alabilecektir. Bu durumda içten tersinir çevrimler için,

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten, tr}} = 0 \qquad (6\text{-}2)$$

olur. Bu nedenle *Clausius eşitsizliğindeki (6-1 numaralı bağıntı) eşit olma durumu tüm tersinir çevrimler için, eşitsizlik durumu da tersinmez çevrimler için geçerlidir.*

6-1 numaralı bağıntıyı aşağıdaki gibi yazarak bir denkleme dönüştürebiliriz:

$$S_{\text{üretim, çevrim}} = -\oint \frac{\delta Q}{T} \qquad (6\text{-}3)$$

Bu bağıntıda yer alan $S_{\text{üretim, çevrim}}$, çevrim boyunca *üretilen entropi*dir ve çevrim sırasında oluşan tersinmezliklerin ve mükemmellikten uzaklaşmanın bir ölçüsüdür. Bu konu Bölüm 6-3'te daha ayrıntılı olarak ele alınacaktır. Entropi üretimi hiçbir zaman sıfırdan küçük olamaz. İçten tersinmez çevrimler, başka bir deyişle sistem sınırları içinde tersinmezliklerin bulunduğu çevrimler için sıfırdan büyük, içten tersinir çevrimler için sıfırdır.

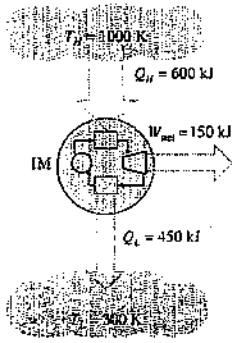
Bir ısı makinesi örnek olarak incelenebilir. Sisteme T_H sıcaklığındaki sınırda Q_H miktarda ısı geçişi olduğu, T_L sıcaklığındaki sınırda ise sistemden Q_L miktarda ısı geçişi olduğu kabul edilsin:

$$S_{\text{üretim, çevrim}} = -\oint \frac{\delta Q}{T} = \left[\int \frac{\delta Q_H}{T_H} - \int \frac{\delta Q_L}{T_L}\right] = -\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L}$$

İçten tersinir çevrimler için, $Q_H/T_H = Q_L/T_L$ olur, bu nedenle entropi üretimi sıfırdır.

ÖRNEK 6-1

Bir ısı makinesi, çevrimin her tekrarında 1000 K sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposundan 600 kJ ısı almakta, bunun 150 kJ kadarını işe dönüştürmekte ve geri kalanını 300 K sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna vermektedir. Bu ısı makinesinin termodinamiğin ikinci yasasına aykırı olup olmadığını, (*a*) Clausius eşitsizliğini gözönüne alarak, (*b*) Carnot ilkelerini gözönüne alarak belirleyin.



ŞEKİL 6-2
Örnek 6-1'in genel çizimi.

Çözüm (*a*) Isı makinesinin genel çizimi Şekil 6-2'de gösterilmiştir. Bu çevrimin ikinci yasaya aykırı olup olmadığını belirlemenin bir yolu, Clausius eşitsizliğini sağlayıp sağlamadığını kontrol etmektir. Clausius eşitsizliğini sağlamayan bir çevrim, ikinci yasaya aykırıdır. Isı makinesine ısı geçişinin olduğu sınırlarda sıcaklığın ısıl enerji depolarının sıcaklığına eşit olduğu kabul edilirse, incelenen ısı makinesi çevrimi için $\delta Q/T$'nin çevrim üzerinde integrali hesaplanabilir:

$$\oint \frac{dQ}{T} = \frac{Q_H}{T_H} - \frac{Q_L}{T_L} = \frac{600\ \text{kJ}}{1000\ \text{K}} - \frac{450\ \text{kJ}}{300\ \text{K}} = -0.9\ \text{kJ/K}$$

$\delta Q/T$'nin çevrim boyunca integrali eksi olduğu için, bu çevrim Clausius eşitsizliğine ve termodinamiğin ikinci yasasına aykırı değildir.

(*b*) Bu ısı makinesinin termodinamiğin ikinci yasasına aykırı olup olmadığını belirlemenin bir başka yolu da Carnot ilkelerinin sağlanıp sağlanmadığını sınamaktır. Bunun için sözkonusu ısı makinesinin ısıl verimini, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tersinir bir makinenin, örneğin Carnot makinesinin ısıl verimiyle karşılaştırmak gerekir:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{450\ \text{kJ}}{600\ \text{kJ}} = 0.25 \text{ veya yüzde } 25$$

$$\eta_{th,tr} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300\ \text{K}}{1000\ \text{K}} = 0.70 \text{ veya yüzde } 70$$

Bu makinenin termodinamiğin ikinci yasasıyla uyum içinde olduğu görülmektedir, çünkü ısıl verimi, tersinir ısı makinesinin ısıl veriminden küçüktür. Clausius eşitsizliğine aykırı olan bir çevrimin, Carnot ilkelerine de aykırı olacağı vurgulanmalıdır.

6-2 ■ ENTROPİ

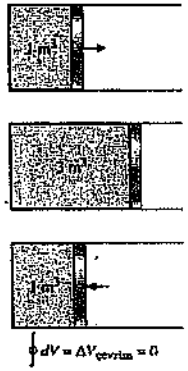
Bölüm 6-1'de açıklanan Clausius eşitsizliği *entropi* adı verilen yeni bir özeliğin tanımı için temel oluşturmaktadır.

Entropiyi tanımlayacak bir bağıntıyı geliştirebilmek için, 6-2 numaralı denklemi daha yakından inceleyelim. Bu bağıntıda çevrim üzerinde integrali sıfır olan bir büyüklük yer almaktadır. Bir an için hangi tür büyüklüklerin çevrim boyunca integrallerinin sıfır olduğunu düşünelim. *İşin* çevrim üzerinde integralinin sıfır olmadığı bilinmektedir. İyiki de bu böyledir, yoksa bir çevrim gerçekleştirerek çalışan buhar santrali gibi ısı makineleri net iş üretemezlerdi. Isı geçişinin de çevrim üzerinde integrali sıfır değildir. Bu iki büyüklük, 3. Bölümde *yola bağımlı fonksiyonlar* olarak tanımlanmışlardı, çünkü alacakları değerler hal değişiminin hangi yolu izlediğine bağımlı olmaktaydı.

Şekil 6-3'te gösterildiği gibi bir piston-silindir düzeneğinde bulunan gazın kapladığı hacim gözönüne alınsın. Sistem bir çevrim gerçekleştirsin. Çevrim sonunda piston ilk haldeki konumuna döndüğü zaman, gazın hacmi de ilk haldeki değerini alacaktır. Böylece hacmin çevrim sonunda net değişimi sıfırdır. Bu düşünce matematiksel olarak gösterilirse,

$$\oint dV = 0$$

elde edilir. Başka bir deyişle, hacmin (veya herhangi bir özeliğin) çevrim üzerinde integrali sıfırdır. Benzer biçimde, çevrim üzerinde integrali sıfır olan bir büyüklük sadece hale bağlıdır ve hal değişiminin izlediği yoldan bağımsızdır, bu nedenle de bir özeliktir. Böylece $(\delta Q/T)_{\text{içten tr}}$ bir özeliğin diferansiyel biçimde yazılışı olmalıdır.



ŞEKİL 6-3
Çevrim üzerinde hacimdeki (bir özelik) net değişim sıfırdır.

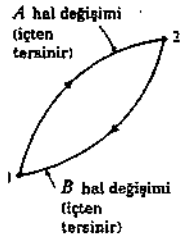
Bu konuyu daha iyi açıklayabilmek için, A ve B ile gösterilecek iki içten tersinir hal değişiminden oluşan bir çevrim incelensin (Şekil 6-4). 6-2 numaralı denklem bu içten tersinir çevrime uygulanırsa,

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten tr}} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_A + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_B = 0$$

elde edilir. İkinci integralin sınırları ters çevrilir ve eşdeğerliliği sağlamak için integralin işareti değiştirilirse,

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_A = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_B$$

bulunur. A ve B, 1 ve 2 halleri arasında *herhangi* iki içten tersinir hal değişimi olduğuna göre, integralin değeri izlenen yola değil sadece ilk ve son hallere bağlı olacaktır. Bu nedenle yukarıdaki integral bir özelikteki değişimi gösterir. Clausius 1865'te yeni bir termodinamik özelik bulduğunu anlamış ve bu özeliğe **entropi** adını vermiştir. Entropi S simgesiyle gösterilir ve aşağıdaki gibi tanımlanır:



ŞEKİL 6-4
İki içten tersinir hal değişiminden oluşan bir çevrim.

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten tr}} \quad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}4)$$

Entropi sistemin yaygın bir özeliğidir ve bazen *toplam entropi* adıyla geçer. Birim kütle için entropi veya özgül entropi, s ile gösterilir ve yeğin bir özeliktir, birimi kJ/kg · K'dir. Entropi terimi genellikle hem toplam entropi hem de özgül entropi anlamında kullanılır. Hangi anlamda kullanıldığı, konunun anlatımından açıkça belli olur.

Bir hal değişimi sırasında sistemin entropi değişimi 6-4 numaralı denklemi ilk ve son haller arasında integre ederek bulunabilir:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten tr}} \quad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}5)$$

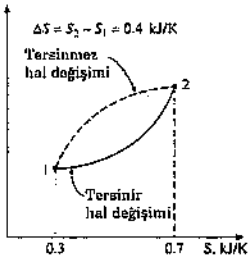
Dikkat edilirse, yukarıda tanımlanan entropi değil, entropi değişimidir. Benzer olarak 3. Bölümde, kapalı bir sistem için birinci yasa bağıntısı

çıkarılırken, enerji değil, enerji değişimi tanımlanmıştı. Entropinin mutlak değerleri bu bölümde daha sonra incelenecek olan termodinamiğin üçüncü yasasına dayanarak belirlenecektir. Mühendisler genellikle *entropi değişimleri*yle ilgilenirler. Bu nedenle bir maddenin entropisi herhangi bir referans halinde sıfır kabul edilip, diğer hallerdeki entropi değerleri bu hale göre belirlenebilir. Bu durumda 6-5 numaralı denklemde, 1 hali referans halini, 2 hali de entropinin bulunmak istendiği hali gösterecektir.

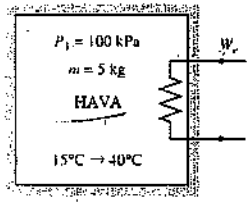
6-5 numaralı denklemdeki integrasyonu yapmak için hal değişimi sırasında Q ile T arasındaki ilişkiyi bilmek gereklidir. Bu ilişki genellikle bilinmediği için 6-5 numaralı denklemle gösterilen integrasyon sadece bazı hal değişimleri için yapılabilir. Entropinin belirlenmesi için büyük çoğunlukla tablolara başvurulur.

Entropinin bir özelik olduğu vurgulanmalıdır. Entropi de, tüm diğer özelikler gibi belirli hallerde belirli değerler alır. Bu nedenle iki hal arasındaki entropi değişimi ΔS, hal değişimi sırasında izlenen yola bağlı değildir (Şekil 6-5).

$\delta Q/T$'nin integrali, iki hal arasındaki entropi değişimini ancak integral bu iki hal arasında *içten tersinir* bir hal değişimi üzerinde alınırsa verir. Tersinmez bir hal değişimi sırasında $\delta Q/T$'nin integrali bir özeliği tanımlamaz ve değişik tersinmez hal değişimleri için farklı değerler alacaktır. Bu nedenle, tersinmez bir hal değişimi sırasında, ilk ve son haller arasındaki entropi değişimi bulunmak istenirse, bu iki hal arasında tersinir bir hal değişimi tasarlayıp integrali bu hal değişimi üzerinde almak gerekir.



ŞEKİL 6-5
Verilen iki hal arasındaki entropi değişimi, hal değişimi tersinir de olsa tersinmez de olsa aynıdır.



ŞEKİL 6-6
Örnek 6-2'nin genel çizimi.

ÖRNEK 6-2

Şekil 6-6'da gösterilen yalıtılmış sabit hacimli kapalı kapta başlangıçta 15 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta 5 kg hava bulunmaktadır. Daha sonra kap içinde bulunan bir elektrikli ısıtıcı çalıştırılmakta ve havanın sıcaklığı 40 °C oluncaya kadar açık kalmaktadır. Bu hal değişimi sırasında havanın entropi değişimini hesaplayın.

Çözüm Havanın entropi değişimini hesaplamak için genellikle akla ilk gelen yol 6-5 numaralı denklemi kullanmaktır. Kap yalıtılmış olduğu için $\delta Q = 0$ olmaktadır ve 6-5 numaralı denklemdeki integral $\Delta S = 0$ sonucunu verir. Fakat bu yöntem geçerli değildir, çünkü 6-5 numaralı denklemle ifade edilen integral, içten tersinir bir hal değişimi üzerinde yapılmak zorundadır. Gerçek hal değişimi 5. Bölümde açıklandığı gibi tersinmezdir. Tersinmez hal değişimi için entropi değişimi, ilk ve son haller arasında içten tersinir bir hal değişimi tasarlayıp integrali bu hal değişimi üzerinde alarak hesaplanabilir. İlk ve son haller arasında içten tersinir bir hal değişimi şöyle olabilir: Sistemin ilk halden son hale içten tersinir bir şekilde ulaşması, havaya sıcaklığı 40 °C'a gelinceye kadar bir dış kaynaktan ısı vererek sağlanabilir. Bu hal değişimi sırasında sistem sınırları içinde herhangi bir tersinmezlik nedeni yoktur, böylece hal değişimi içten tersinirdir. Hal değişimi sırasında iş etkileşimi de yoktur ($\delta W = 0$). Bu kapalı sistem için birinci yasanın diferansiyel biçimi (3-40 numaralı denklem) şöyledir:

$$dQ - \cancel{\delta W}^{0} = dU$$
$$dQ = dU$$

Hava, sabit özgül ısıları olan mükemmel bir gaz olarak kabul edilirse, $dU = mC_v\,dT$ yazılabilir. Böylece,

$$\delta Q_{\text{içten tr}} = mC_v\,dT$$

olur ve entropi değişimi 6-5 numaralı denklemle hesaplanabilir:

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten tr}} = \int_1^2 \frac{mC_v\,dT}{T} = mC_v \ln\frac{T_2}{T_1}$$
$$= (5\text{ kg})(0.717\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)})\ln\frac{313\text{ K}}{288\text{ K}} = 0.30\text{ kJ/K}$$

Hal değişimi sırasında havanın entropi değişimi 0.30 kJ/K olmaktadır. Başka içten tersinir hal değişimleri seçilmiş olsaydı gene aynı sonuç elde edilirdi. Aslında bu yöntem, entropi değişimini hesaplamanın oldukça uğraştırıcı bir yoludur. Burada sadece örnek olarak verilmiştir. Bu ve diğer hal değişimleri için entropi değişiminin hesaplanması, bu bölümde daha sonra verilecek bağıntılarla daha kolay yapılabilir.

İçten Tersinir, Sabit Sıcaklıkta Isı Geçişi

Isı geçişi sırasında sıcaklığın sabit kaldığı hal değişimlerinin içten tersinir olduğu 5. Bölümde açıklanmıştı. Bu nedenle, sistemin çevreyle ısı alışverişinde bulunduğu, sabit sıcaklıkta, içten tersinir bir hal değişimi sırasında sistemin entropi değişimi, 6-5 numaralı denklemde yer alan integral hesaplanarak bulunabilir:

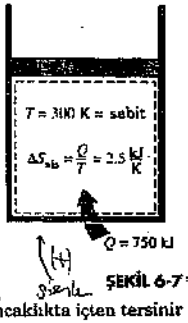
$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten tr}} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T_0}\right)_{\text{içten tr}} = \frac{1}{T_0}\int_1^2 (\delta Q)_{\text{içten tr}}$$

Bu bağıntı da,

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0} \qquad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}6)$$

şeklinde basitleştirilebilir. Burada T_0 sistemin sabit olan mutlak sıcaklığı, Q ise içten tersinir hal değişimi sırasındaki ısı geçişi olmaktadır. 6-6 numaralı denklem özellikle sabit sıcaklıkta istendiği kadar ısı veren veya ısı alan ısıl enerji depolarının entropi değişimlerini hesaplarken kullanılır.

İçten tersinir bir hal değişimi sırasında sistemin entropi değişimi ısı geçişinin yönüne bağlı olarak artı veya eksi olabilir. Sisteme olan ısı geçişi (Q artı), sistemin entropisini artıracaktır, sistemden olan ısı geçişi (Q eksi) ise sistemin entropisini azaltacaktır (Şekil 6-7). Hatta, sistemin entropisi sadece sistemden ısı geçişi olduğu zaman azalabilir.

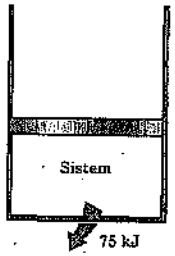


ŞEKİL 6-7
Sabit sıcaklıkta içten tersinir bir hal değişimi sırasında entropi değişiminin belirlenmesi.

ÖRNEK 6-3

Bir hal değişimi sırasında, sistemden 300 K sıcaklıktaki çevre havaya, Şekil 6-8'de gösterildiği gibi 75 kJ ısı geçişi olmaktadır. Bu hal değişimi sırasında çevre havanın entropi değişimini hesaplayın.

Çözüm Çevre hava büyük miktarlarda ısı alışverişini sıcaklığı değişmeden yapabilmektedir. Bu nedenle, 300 K sıcaklıkta bir ısıl enerji deposu olarak göz-



ŞEKİL 6-8
Örnek 6-3'ün genel çizimi.

önüne alınabilir ve entropi değişimi 6-6 numaralı denklemden hesaplanır:

$$\Delta S_{\text{çevre}} = \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} = \frac{75\ \text{kJ}}{300\ \text{K}} = 0.25\ \text{kJ/K}$$

$Q_{\text{çevre}}$ ve $\Delta S_{\text{çevre}}$ artı değerlerdir, çünkü ısı geçişi çevreye olmaktadır.

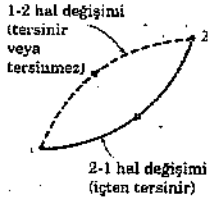
6-3 ■ ENTROPİNİN ARTIŞI İLKESİ

İki hal değişiminden oluşan bir çevrimi inceleyelim. Şekil 6-9'da gösterildiği gibi, 1-2 hal değişimi tersinir veya tersinmez herhangi bir hal değişimi olsun, 2-1 hal değişimi ise içten tersinir olsun. Clausius eşitsizliğine göre,

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \le 0$$

veya

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten tr}} \le 0$$



ŞEKİL 6-9
Tersinir ve tersinmez hal değişimlerinden oluşan bir çevrim.

yazılabilir. Bu bağıntıda ikinci integral, entropi değişimi $S_1 - S_2$'dir. Bu nedenle,

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_1 - S_2 \le 0$$

olur ve bu ifade yeniden düzenlenerek,

$$S_2 - S_1 \ge \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \qquad (6\text{-}7)$$

veya

$$\Delta S \ge \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \qquad (6\text{-}8)$$

elde edilir. 6-8 numaralı denklem, kontrol kütlesi için termodinamiğin ikinci yasasının matematiksel ifadesi sayılabilir. Bu denklem diferansiyel olarak,

$$dS \ge \frac{\delta Q}{T}$$

şeklinde de yazılabilir. Burada eşitlik içten tersinir hal değişimleri, eşitsizlik ise tersinmez hal değişimleri için geçerlidir. Yukarıdaki denklemler incelendiği zaman şu sonuca varılabilir: *Kapalı bir sistemin tersinmez hal değişimi sırasındaki entropi değişimi, bu hal değişimi için hesaplanan $\delta Q/T$ integralinden daha büyüktür. Hal değişimi tersinir olduğunda bu iki değer birbirine eşit olur.* Yukarıdaki bağıntılarda T sıcaklığının, sistemle çevre arasında δQ miktarda ısı geçişinin olduğu *sınırın mutlak sıcaklığını* belirttiği vurgulanmalıdır.

$\Delta S = S_2 - S_1$, sistemin entropi değişimini temsil etmektedir. Bu değer, tersinir bir hal değişimi için, ısı geçişinden kaynaklanan entropi

geçişini gösteren $\int_1^2 \delta Q/T$ integraline eşit olmaktadır. Başka bir deyişle, kapalı bir sistemin tersinir hal değişimi sırasındaki *entropi değişimi*, o hal değişimi sırasında gerçekleşen *entropi geçişine* eşittir. Dikkat edilirse bu anlatım, kapalı bir sistem için birinci yasanın anlatımına benzemektedir. Birinci yasa için, kapalı bir sistemin hal değişimi sırasında *enerji değişimi* o hal değişimi sırasındaki *enerji geçişine* eşittir, denmişti. Fakat arada iki önemli fark vardır:

1 Kapalı bir sistemin hal değişimi sırasında enerji değişiminin, o hal değişimi sırasındaki enerji geçişine eşitliği *herhangi* bir hal değişimi için geçerlidir, *oysa* kapalı bir sistemin hal değişimi sırasında entropi değişiminin o hal değişimi sırasındaki entropi geçişine eşit olması sadece *tersinir* hal değişimleri için geçerlidir.

2 Enerji geçişi *ısı* veya *iş* olarak gerçekleşebilir, oysa entropi geçişi sadece *ısı geçişi* ile olabilir.

Başka bir deyişle, ısı geçişi her zaman $\int_1^2 \delta Q/T$ miktarında entropi geçişiyle birlikte olur, fakat iş etkileşimi sırasında entropi geçişi olmaz. *İş etkileşimi entropiyi etkilemez.*

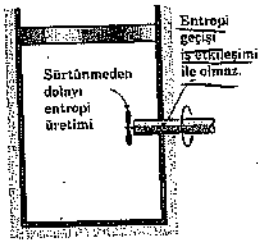
Birinci yasa ısı geçişiyle iş arasında, enerji geçişi olarak bir ayırım yapmaz. Birinci yasa açısından ısı geçişi ve iş eşdeğerdir. Isı geçişiyle iş arasındaki ayrım ikinci yasa tarafından ortaya çıkarılmaktadır. Başka bir deyişle, *entropi geçişiyle birlikte gerçekleşen enerji etkileşimi ısı geçişidir, entropi geçişinin olmadığı enerji etkileşimi ise iştir.* Bir sistemle çevresi arasında olan iş etkileşimi sırasında entropi alışverişi yoktur. Böylece, sistemle çevresi arasındaki iş etkileşimi sırasında sadece enerji alışverişi olur, oysa ısı geçişi sırasında hem enerji hem entropi geçişi sözkonusudur (Şekil 6-10).

Entropi geçişini ifade eden $\int \delta Q/T$ teriminde, sıcaklık T, sistem sınırındaki *mutlak sıcaklık*tır, bu nedenle her zaman artı değere sahiptir. Böylece entropi geçişinin işareti ısı geçişinin işaretiyle aynı olacaktır. Entropi geçişi *çevreden sisteme* oluyorsa *artı*, *sistemden çevreye* oluyorsa *eksi* alınacaktır. Adyabatik sistemler için entropi geçişi sıfırdır.

Yukarıda ele alınan bağıntılardaki eşitsizlik işareti, kapalı bir sistemin tersinmez hal değişimi sırasındaki entropi değişiminin, o hal değişimi sırasındaki entropi geçişinden her zaman daha büyük olduğunu hatırlatmalıdır. Başka bir deyişle, tersinmez bir hal değişimi sırasında bir miktar entropi üretilir veya varedilir, entropi üretimi tümüyle tersinmezliklerle ilgilidir. Bir hal değişimi sırasında üretilen veya varedilen entropi, **entropi üretimi** olarak adlandırılır ve $S_{\text{üretim}}$ ile gösterilir. Kapalı bir sistemin entropi değişimiyle sistemin entropi alışverişi arasındaki farkın entropi üretimine eşit olduğu gözönüne alınırsa, 6-7 numaralı bağıntı (eşitsizlik) bir denklem olarak yazılabilir:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{\text{üretim}} \qquad (6\text{-}9)$$

$S_{\text{üretim}}$'in her zaman sıfır veya *artı* bir değer olacağı vurgulanmalıdır. $S_{\text{üretim}}$'in alacağı değer, sistemin hal değişimiyle ilgilidir ve sistemin bir özeliği *değildir*.



ŞEKİL 6-10
Sistem sınırlarından iş geçişi sırasında entropi geçişi olmaz. Ancak, sistem içinde enerji daha az kullanılabilir biçimlere dönüşürken entropi üretimi olur.

Entropinin Artışı İlkesi

6-8 numaralı bağıntı termodinamiğin temel bağıntılarından biridir. Ayrık bir sistem için (veya kapalı adyabatik sistem için) ısı geçişi sıfırdır, 6-8 numaralı denklem aşağıdaki şekli alır:

$$\Delta S_{\text{ayrık}} \geq 0 \qquad (6\text{-}10)$$

Sözlü anlatımla, bir hal değişimi sırasında ayrık bir sistemin entropisi her zaman artar, ancak hal değişiminin tersinir olması durumunda sabit kalır. Başka bir deyişle, ayrık bir sistemin entropisi hiçbir zaman azalmaz. Yukarıdaki anlatım *entropinin artışı ilkesini* ifade etmenin bir yoludur. Isı geçişi olmadığı zaman, entropi değişimi sadece tersinmezliklerden kaynaklanır ve bu etki her zaman entropiyi artırma yönündedir.

6-10 numaralı bağıntının mühendislik sistemlerinin ikinci yasa çözümlemesinde büyük önemi vardır. Fakat bu bağıntı kapalı sistemlerin adyabatik hal değişimleriyle sınırlıdır, bu da kullanım alanını kısıtlar. Bu bakımdan entropinin artışı ilkesini, açık veya kapalı sistemlere, adyabatik veya adyabatik olmayan hal değişimlerine uygulayabilmek için, genel bir bağıntının yazılmasında yarar vardır. Aşağıda böyle bir bağıntı geliştirilecektir.

Ayrık bir sistem birçok alt sistemden oluşabilir (Şekil 6-11). Örneğin sistem ve çevresi ayrık bir sistem oluşturur, çünkü her ikisi de, üzerinden ısı, iş ve kütle geçişinin olmadığı, yeterince büyük ve bir kurala bağlı olmadan seçilmiş sınırlar içinde yer alabilir (Şekil 6-12).

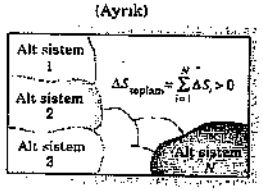
Sistem ve çevresi, ayrık bir sistemin iki alt sistemi olarak alınırsa, ayrık sistemin bir hal değişimi sırasındaki entropi değişimi sistemin ve çevresinin entropi değişimlerinin toplamı olacaktır. Bu değere **toplam entropi değişimi**, ΔS_{toplam} veya **entropi üretimi**, $S_{\text{üretim}}$ adı verilecektir. Herhangi bir hal değişimi için entropinin artışı ilkesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \quad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}11)$$

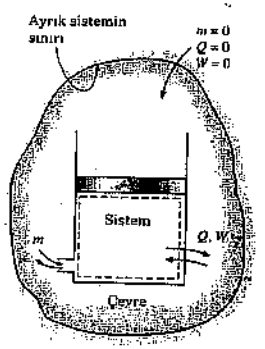
6-11 numaralı bağıntı, **entropinin artışı ilkesinin** kapalı sistemlere (kontrol kütlesi) ve açık sistemlere (kontrol hacmi) uygulanabilecek genel bir ifadesidir, çünkü bir sistem ve çevresi her zaman ayrık bir sistem oluşturur (Şekil 6-13). Bu bağıntı, *bir hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişiminin artı bir değere veya sıfıra eşit olabileceğini* vurgulamaktadır. Eşitlik durumu tersinir hal değişimleri, eşitsizlik durumu ise tersinmez hal değişimleri için geçerlidir. $\Delta S_{\text{çevre}}$, sözkonusu hal değişiminin sonucu olarak çevrede gerçekleşen entropi değişimidir.

Gerçek bir hal değişimi tersinir değildir, bu nedenle gerçekleşen her hal değişimi toplam entropinin biraz daha artmasına neden olur. Bu olgudan yola çıkarak, ayrık bir sistem olarak kabul edebileceğimiz evrende entropinin sürekli arttığı sonucuna varabiliriz. Bir hal değişimi ne kadar tersinmez olursa, o hal değişimi sırasındaki entropi üretimi de o kadar fazla olacaktır. Tersinir hal değişimlerinde entropi üretimi olmaz ($S_{\text{üretim}} = 0$).

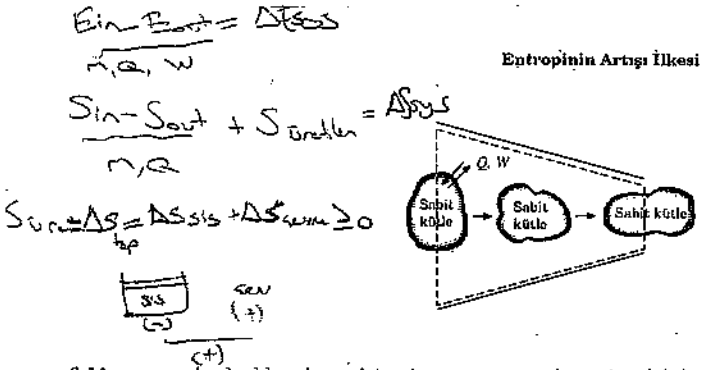
Evrendeki entropi artışı sadece mühendisleri değil, felsefecileri ve din adamlarını da ilgilendirir, çünkü entropi evrendeki düzensizliğin veya karışıklığın bir ölçüsü olarak da algılanabilir.



ŞEKİL 6-11
Ayrık bir sistemin entropi değişimi, onu oluşturan alt sistemlerin entropi değişimlerinin toplamıdır ve hiçbir zaman sıfırdan küçük olamaz.



ŞEKİL 6-12
Sistem ve çevresi ayrık bir sistem oluşturur.

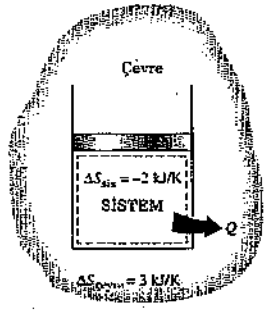


ŞEKİL 6-13
Kapalı sistemler için çıkarılan tüm bağıntılar kontrol hacminden akan sabit kütle için de geçerlidir.

6-11 numaralı denklemden, sistemin veya çevrenin entropisinin azalamayacağı anlaşılmamalıdır. Sistemin *veya* çevrenin entropi değişimi bir hal değişimi sırasında eksi olabilir (Şekil 6-14), fakat ikisinin toplamı eksi olamaz. Entropinin artışı ilkesi aşağıdaki çizelgede özetlenmiştir:

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} \begin{cases} > 0 & \text{tersinmez hal değişimi} \\ = 0 & \text{tersinir hal değişimi} \\ < 0 & \text{gerçekleşmesi olanaksız} \end{cases}$$

Bu çizelgeden bir hal değişiminin tersinir mi, tersinmez mi olduğu, gerçekleşip gerçekleşmeyeceği anlaşılabilir.



ŞEKİL 6-14
Sistemin entropi değişimi eksi olabilir, fakat $\Delta S_{\text{sis}} + \Delta S_{\text{çevre}}$ toplamı her zaman artıdır.

Kapalı Sistem İçin Entropi Dengesi

Kapalı bir sistemin sınırlarından kütle girişi ve çıkışı yoktur, bu nedenle entropi değişimi sistemin ilk ve son hallerindeki entropileri arasındaki farktır. Kapalı bir sistemin *entropi değişimi*, ısı geçişiyle ilişkili olan *entropi geçişi* ve sistem sınırları içindeki *entropi üretimine* bağlıdır. 6-9 numaralı denklem kapalı bir sistemin **entropi dengesini** ifade etmektedir:

$$\underbrace{S_2 - S_1}_{\substack{\text{Entropi} \\ \text{değişimi}}} = \underbrace{\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}}_{\substack{\text{Isıyla} \\ \text{entropi} \\ \text{geçişi}}} + \underbrace{S_{\text{üretim, sistem}}}_{\substack{\text{Sistem sınırları} \\ \text{içindeki entropi} \\ \text{üretimi}}}$$

Bu bağıntıda eşitliğin sol tarafı sistemin entropi değişimini, sağ taraftaki birinci terim ısı geçişiyle ilgili entropi geçişini, sağ taraftaki ikinci terim ise sistem sınırları içindeki entropi üretimini ifade etmektedir. Yukarıdaki bağıntı sözlü olarak şöyle anlatılabilir: *Kapalı bir sistemin hal değişimi sırasındaki entropi değişimi, sistem sınırlarından entropi geçişiyle sistem sınırları içinde tersinmezliklerden dolayı üretilen entropinin toplamına eşittir.* Burada T, δQ miktarda ısı geçişinin olduğu sistem sınırının mutlak sıcaklığını göstermektedir. Isı geçişinin (Q) işareti sisteme göre kararlaştırılır; başka bir deyişle, sisteme olan ısı geçişi artı, sistemden olan ısı geçişi eksi alınmalıdır. Entropi dengesi denkleminde integrasyonu yapabilmek için ısı geçişinin ve sınır sıcaklığının hal değişimi sırasında nasıl değiştiğini bilmek gerekir.

Kapalı sistemler için entropi dengesi denklemi kullanım amacına uygun olarak daha başka biçimlerde de yazılabilir. Örneğin, sistem sı-

nırının T_k sıcaklığındaki bölgesinden Q_k miktarda ısı geçişi oluyorsa, entropi geçişi terimi bu bölgeler üzerinde bir toplam olarak yazılabilir:

$$S_2 - S_1 = \sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{\text{üretim, sistem}} \qquad (6\text{-}12)$$

Entropi dengesi *anlık değişimi* ifade edecek şekilde de yazılabilir:

$$\frac{dS}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \dot{S}_{\text{üretim, sistem}} \qquad (6\text{-}13)$$

Burada dS/dt sistemin birim zamanda entropi değişimini, Q_k ise T_k sıcaklığındaki sistem sınırından birim zamanda olan ısı geçişini göstermektedir. *Adyabatik* bir hal değişimi için ($Q = 0$), yukarıdaki bağıntıda yer alan entropi geçişi terimi yokolur ve kapalı sistemin entropi değişimi, sistem içindeki entropi üretimine eşit olur:

$$\Delta S_{\text{sistem, adyab}} = S_{\text{üretim, sistem}}$$

Entropi denge bağıntılarında $S_{\text{üretim, sistem}}$ terimiyle, sistem sınırları içinde olan entropi üretimi gösterilmiştir. Hal değişimi sırasında sistem sınırları dışındaki tersinmezliklerden kaynaklanan entropi üretimi bu terimin içinde değildir. Bu nedenle, $S_{\text{üretim, sistem}} = 0$ olduğu zaman bir hal değişimi *içten tersinir*dir, fakat *tümden* tersinir olması gerekmez. Çevredeki entropi üretimi $S_{\text{üretim, çevre}}$ ile gösterilirse, bir hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimi $S_{\text{üretim}} = S_{\text{üretim, sistem}} + S_{\text{üretim, çevre}}$ bağıntısıyla ifade edilebilir. Bu büyüklüklerden hiçbiri eksi değer alamayacağına göre, tersinir bir hal değişimi için $S_{\text{üretim}} = S_{\text{üretim, sistem}} = S_{\text{üretim, çevre}} = 0$ olur.

Yukarıda verilen entropi denge denklemleri, entropi üretiminin yerinin ve büyüklüğünün hesaplanması sırasında yararlı olur. Fakat bu bağıntıları kullanabilmek için ısı geçişi ve sınır sıcaklıklarıyla ilgili bilgilere sahip olmak gerekir. Bu bilgiler genellikle verilmemiştir. Böyle olunca entropi geçişi hesaplanamaz ve buna bağlı olarak sistem sınırları içindeki ve çevredeki entropi üretimlerini ayrı ayrı belirlemek mümkün olmaz. Bu durumda ikisinin toplamını, başka bir deyişle hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimini, sistemi ve çevresini ayrık bir sistem olarak ele alıp hesaplamak gerekli olur. Hal değişimi sırasındaki *toplam entropi değişimi* veya diğer adıyla *entropi üretimi*, 6-11 numaralı denklemden, sistemin ve çevrenin entropi değişimlerini toplayarak kolayca elde edilebilir. Çevrenin entropi değişimi genellikle 6-6 numaralı denklemden, çevreyi bir ısıl enerji deposu olarak ele alıp belirlenebilir. Bu durumda T_R sıcaklığındaki ısıl enerji deposuyla Q_R miktarda ısı alışverişinde bulunan kapalı bir sistem için entropinin artışı ilkesi 6-11 numaralı denklemi kullanarak şöyle ifade edilir:

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \qquad \text{(kJ/K)}$$

Burada,
$$\Delta S_{\text{sistem}} = S_2 - S_1 = m(s_2 - s_1)$$

ve
$$\Delta S_{\text{çevre}} = \sum \frac{Q_R}{T_R}$$

olmaktadır. Q_R'lerin işaretleri ısıl enerji depolarına göre belirlenir. Sistem sadece $T_{\text{çevre}}$ sıcaklığındaki çevreyle $Q_{\text{çevre}}$ miktarda ısı alışverişinde bulunuyorsa, o zaman $\Delta S_{\text{çevre}} = Q_{\text{çevre}}/T_{\text{çevre}}$ olacaktır. *Adyabatik* bir hal değişimi sırasında, $\Delta S_{\text{çevre}} = 0$ olur ve entropinin artışı ilkesi aşağıda verilen basit denkleme dönüşür:

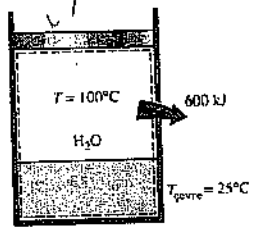
$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = m(s_2 - s_1) \geq 0$$

Başka bir deyişle, adyabatik bir hal değişimi sırasında kapalı bir sistemin entropisi hiçbir zaman azalamaz.

Yukarıda $\Delta S_{\text{çevre}}$ için verilen bağıntı yazılırken, ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinin olduğu sistem arasındaki sınırın sıcaklığı, ısıl enerji deposunun sıcaklığına eşit alındı. Başka bir deyişle, çevrenin içten tersinir, sabit sıcaklıkta hal değişimlerinin gerçekleştiği ısıl enerji depolarından oluştuğu kabul edildi. Eğer durum böyle değilse, çevrenin ısıl enerji deposu sıcaklığında olmayan bölümü, sistemle ısıl enerji deposu arasında bir *ara bölge* olarak kabul edilebilir. Sürekli koşullarda ara bölgenin herhangi bir noktasının hali ve buna bağlı olarak entropisi değişmeyecek, böylece ara bölgenin entropi değişimi sıfır olacaktır. Sistem ve çevredeki ısıl enerji depolarıyla karşılaştırıldığında, ara bölgenin entropi değişimi küçüktür ve genellikle ihmal edilir.

ÖRNEK 6-4

Şekil 6-15'te gösterilen sürtünmesiz piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 100 °C sıcaklığında doymuş sıvı-buhar karışımı su bulunmaktadır. Daha sonra 25 °C sıcaklıktaki çevre havaya, sabit basınçta bir hal değişimiyle, 600 kJ ısı geçişi olmaktadır. Hal değişimi sırasında silindir içinde bulunan su buharının bir bölümü yoğuşmaktadır. (*a*) Suyun entropi değişimini hesaplayın, (*b*) hal değişimi sırasında çevre havanın entropi değişimini bulun, (*c*) bu hal değişiminin tersinir, tersinmez veya gerçekleştirilebilir olup olmadığını belirleyin.



ŞEKİL 6-15
Örnek 6-4'ün genel çizimi.

Çözüm (*a*) Piston-silindir düzeneği içindeki doymuş sıvı-buhar karışımı suyun basıncı sabit kaldığı için, sıcaklığı da 100 °C değerinde kalacaktır. Bu hal değişimi içten tersinirdir, çünkü sistem sınırları içinde tersinmezlik yoktur. Bu nedenle suyun (veya sistemin) entropi değişimi 6-6 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\Delta S_{su} = \frac{Q_{su}}{T_{su}} = \frac{-600 \text{ kJ}}{(100 + 273) \text{ K}} = -1.61 \text{ kJ/K}$$

Dikkat edilirse Q_{su} eksi değerdedir, çünkü ısı geçişi sudan çevreye olmaktadır, bu nedenle sistemin (suyun) entropisi de hal değişimi sırasında azalır.

(*b*) Düşük sıcaklıkta ısıl enerji deposu işlevini yüklenen çevre havanın entropi değişimi de benzer bir biçimde hesaplanır. Fakat bu kez ısı geçişi terimi artı değerdedir, çünkü sistem tarafından verilen ısı çevre hava tarafından alınmaktadır:

$$Q_{\text{çevre}} = -Q_{\text{sistem}} = +600 \text{ kJ}$$

ve
$$\Delta S_{\text{çevre}} = \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} = \frac{+600 \text{ kJ}}{(25+273) \text{ K}} = +2.01 \text{ kJ/K}$$

olur. Piston-silindir düzeneğinin çözümleme içindeki yeri nedir diye düşünüyor olabilirsiniz. Problemin verilişinden sistemin su olduğu anlaşılmaktadır, böylece piston-silindir düzeneğinin iç yüzeyleri sistem sınırını oluşturmaktadır. Sistem dışındaki herşey çevre olduğuna göre piston-silindir düzeneği de çevrenin bir

parçasıdır ve çevrenin entropi değişimi hesaplanırken, sadece çevre havanın değil, piston-silindir düzeneğinin de entropi değişimi hesaplanmalıdır. Başka bir anlatımla, $\Delta S_{çevre} = \Delta S_{hava} + \Delta S_{silindir}$ olmaktadır. Düzenek için entropi değişiminin sıfır olması, ancak düzeneğin kütlesi ihmal edilebilirse veya hal değişimi sırasında özeliklerinin değişmediği gösterilebilirse mümkündür. Düzeneğin kütlesi hakkında bir bilgi verilmemiştir, bu nedenle ihmal edemeyiz, fakat düzeneğin özeliklerinin hal değişimi süresince değişmediğini savunabiliriz. Buna neden olarak da düzeneğin içindeki ve dışındaki koşulların, özellikle sıcaklıkların zamana göre değişmediği gösterilebilir. Böylece düzeneğin entropisi (ve enerjisi) hal değişimi sırasında hemen hemen sabit kaldığından, $\Delta S_{silindir} \cong 0$ alınabilir.

(*c*) Bu hal değişiminin tersinir mi, tersinmez mi, yoksa olanaksız mı olduğunu belirlemek için, toplam entropi değişimini bulmak gerekir. 6-11 numaralı denklemden:

$$\Delta S_{toplam} = \Delta S_{sistem} + \Delta S_{çevre} = (-1.61 + 2.01)\ \text{kJ/K} = +0.4\ \text{kJ/K}$$

Bu hal değişimi için toplam entropi değişimi artıdır, dolayısıyla hal değişimi tersinmezdir. Bu sonuç beklenen bir sonuçtur, çünkü deneyimlerimiz bize böyle bir hal değişiminin gerçekleşebileceğini gösterir, ayrıca sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi olduğu için de hal değişimi tersinir değildir.

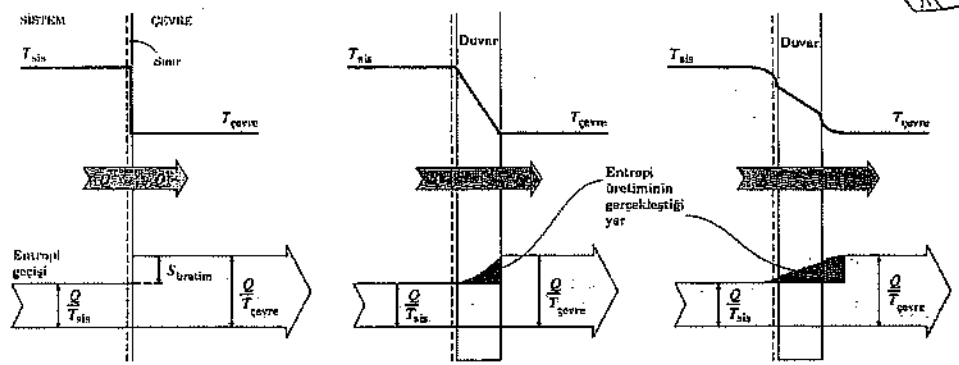
Sadece konuyu netleştirmek amacıyla, entropinin artışı ilkesinin, hal değişiminin ters yönde gerçekleşmesi, başka bir deyişle 600 kJ ısının 25 °C sıcaklıktaki çevreden 100 °C sıcaklıkta suya geçmesi durumunda ne sonuç vereceğini inceleyelim. Bu kez ısı geçişiyle ilgili terimlerin işaretleri değişecek, ΔS_{su} artı, $\Delta S_{çevre}$ eksi olacaktır. Toplam entropi artışı, ΔS_{toplam} da −0.4 kJ/K değerini alacaktır. Toplam entropi değişiminin eksi olması hal değişimini olanaksız kılmaktadır.

Son olarak, çevre hava sıcaklığının 100 °C'den diferansiyel miktarda farklı olduğu kabul edilsin, örneğin 25°C yerine 99.99999 °C alınsın. Bu kez ısı geçişi diferansiyel bir sıcaklık farkında gerçekleşeceği için tersinirdir. Bu durumda $\Delta S_{çevre} = -\Delta S_{su}$ ve $\Delta S_{toplam} = 0$ olduğu kolaylıkla hesaplanabilir. Böylece hal değişimi tersinir olmaktadır. Tersinir hal değişimlerinin sadece düşüncede varoldukları ve gerçek uygulamalarda tersinir hal değişimlerine ancak yaklaşılabileceği vurgulanmalıdır.

Isı Geçişinden Kaynaklanan Entropi Üretimi

Yukarıda verilen örnekte ısı geçişi sırasında 0.4 kJ/K entropi üretimi gerçekleştiği bulundu, fakat entropi üretiminin tam olarak nerede ve nasıl olduğu açık olarak belirtilmedi. Entropi üretiminin yerini tam olarak belirtebilmek için, sistem, çevresi ve sistem sınırlarının tanımının daha hassas bir biçimde yapılması gerekir.

Yukarıdaki örnekte, sistem ve çevresi sırasıyla 100 °C ve 25 °C sabit sıcaklıkta kabul edildi. Bu kabul eğer her iki akışkan da iyi karışmışsa akla uygundur. Aradaki cidarın iç yüzeyi 100 °C, dış yüzeyi ise 25 °C olmak zorundadır, çünkü temas eden iki cisim temas noktasında aynı sıcaklığa sahiptir. Sabit bir T sıcaklığındaki yüzeyden Q ısısıyla geçen entropinin Q/T olduğu gözönüne alınırsa, sudan duvara olan entropi geçişi, $Q/T_{sistem} = 1.61$ kJ/K olmaktadır. Benzer bir şekilde, duvarın dış yüzeyinden çevre havaya geçen entropi, $Q/T_{çevre} = 2.01$ kJ/K olmaktadır. Böylece, 2.01 − 1.61 = 0.4 kJ/K miktarında entropi Şekil 6-16*b*'de görüldüğü gibi duvarın içinde üretilmektedir.



(*a*) Duvar gözönüne alınmıyor (*b*) Duvar gözönüne alınıyor (*c*) Duvarla birlikte sistem ve çevre içindeki sıcaklık farklılıkları da gözönüne alınıyor

ŞEKİL 6-16
Sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi sırasında entropi üretiminin grafik gösterimi.

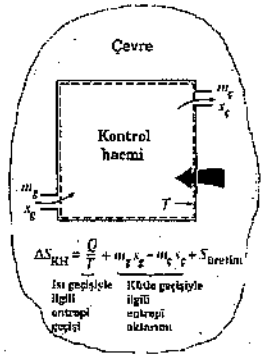
Entropi üretiminin yerinin belirlenmesi bir hal değişiminin içten tersinir olup olmadığının anlaşılmasını sağlar. Eğer sistem sınırları içinde entropi üretimi yoksa, hal değişimi içten tersinirdir. Bu nedenle, yukarıda incelenen hal değişimi, sistem sınırları olarak silindirin iç yüzeyi alınırsa, içten tersinirdir. Böylece silindir cidarı sistem sınırlarının dışında bırakılmış olur. Eğer sistem sınırları olarak silindirin dış yüzeyi alınırsa, hal değişimi içten tersinir olmaz, çünkü entropi üretiminin gerçekleştiği cidar sistem sınırları içindedir ve sistemin bir parçasıdır.

Genellikle ince duvarlarda, duvarın kütlesi gözardı edilip duvar, sistem ve çevresi arasında bir sınır olarak ele alınır. İlk bakışta akla yakın gibi görünen bu kabul, entropi üretiminin yerini saklar ve karışıklığa yol açar. Bu durumda sıcaklık sınırda birdenbire T_{sistem}'den $T_{çevre}$'ye düşer ve sınırdaki entropi geçişini hesaplamak için kullanılan Q/T bağıntısında hangi sıcaklığın kullanılacağı kararsızlığa neden olur.

Eğer sistem ve çevre, yeterli karışma olmadığı için kendi içlerinde sabit sıcaklıkta değilseler, entropi üretiminin bir bölümü, Şekil 6-16*c*'de görüldüğü gibi sistemin ve çevrenin duvara yakın bölgelerinde olacaktır.

Kontrol Hacmi için Entropi Dengesi

Kontrol hacimleri için entropi dengesi bağıntıları daha önce kapalı sistemler için verilenlere benzerdir, ancak bu kez *kontrol hacmi sınırlarından kütle akışı* ile aktarılan entropinin de gözönüne alınması gerekir. Kütle enerji yanında entropiye de sahiptir. Bu iki yaygın özeliğin değeri kütleyle doğru orantılıdır, başka bir deyişle, sistemin kütlesi ikiye katlandığı zaman enerji ve entropisi de ikiye katlanır. Entropi ve enerji kontrol hacminden içeri veya dışarı kütle akışıyla taşınır, birim zamanda kontrol hacminden içeri veya dışarı taşınan entropi veya enerji, kütle debisiyle orantılıdır. (Şekil 6-17). Kontrol hacmi aslında



ŞEKİL 6-17
Bir kontrol hacminin entropisi ısı geçişi ve kütle akışı sonucu değişir.

kütle giriş ve çıkışına izin verilen bir kapalı sistem olduğundan, kontrol hacmi için anlık **entropi dengesi**, kapalı sistem için yazılan entropi dengesi bağıntısından elde edilebilir. Bu amaçla 6-13 numaralı denklem, kütle giriş ve çıkışıyla ilgili entropi aktarımını gözönüne alacak şekilde yeniden düzenlenebilir. Akış bir boyutlu alınırsa, bu denklem şöyle ifade edilebilir:

$$\underbrace{\frac{dS_{KH}}{dt}}_{\substack{\text{Birim}\\ \text{zamanda}\\ \text{entropi}\\ \text{değişimi}}} = \underbrace{\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}}_{\substack{\text{Birim}\\ \text{zamanda}\\ \text{ısıyla geçen}\\ \text{entropi}}} + \underbrace{\sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_ç s_ç}_{\substack{\text{Birim zamanda}\\ \text{kütleyle aktarılan}\\ \text{entropi}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{üretim, KH}}}_{\substack{\text{Birim zamanda}\\ \text{KH içindeki}\\ \text{entropi üretimi}}}$$

Burada sol taraftaki terim kontrol hacmi içinde birim zamanda entropi değişimini, sağ taraftaki birinci terim ısı geçişiyle gerçekleşen entropi geçişini, sağ taraftaki ikinci ve üçüncü terimler birim zamanda kütleyle aktarılan entropiyi ve son terim kontrol hacmi içindeki entropi üretimini ifade etmektedir. Bu denklemin sözlü anlatımı şöyledir: *Kontrol hacminin birim zamanda entropi değişimi, dS_{KH}/dt, kontrol hacmi yüzeylerinden ısı geçişi sonucu birim zamanda geçen entropi, kütleyle birim zamanda kontrol hacmine taşınan net entropi ve kontrol hacmi içinde tersinmezlikler sonucu birim zamanda üretilen entropinin toplamına eşittir.* T daha önce belirtildiği gibi sınırdaki mutlak sıcaklık olup, ısı geçişinin ($\dot{Q}$) işareti sisteme göre belirlenmektedir. Adyabatik kontrol hacmi için $\dot{Q} = 0$ olduğundan sağdaki birinci terim yokolur. Ayrıca $\dot{S}_{\text{üretim, KH}}$ sadece kontrol hacmi sınırları içindeki entropi üretimini kapsamaktadır, sistem sınırları dışında oluşabilecek tersinmezlikler bu terim kapsamında değildir. Bu nedenle $\dot{S}_{\text{üretim, KH}} = 0$ olması durumunda, açık sistem içten tersinirdir, fakat tümden tersinir olmayabilir.

Akış eğer bir boyutlu değilse, ayrıca yukarıdaki denklemde yer alan büyüklükler zamana ve konuma göre değişiyorsa, kontrol hacmi için anlık entropi dengesi denklemi *genel biçimiyle* şöyle yazılabilir:

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho s\, dV = \int_A \frac{\dot{q}}{T} dA + \sum \left(\int_A s\rho V_n\, dA\right)_g - \sum \left(\int_A s\rho V_n\, dA\right)_ç + \dot{S}_{\text{üretim, KH}} \qquad (6\text{-}14)$$

Burada $\dot{q}$, T mutlak sıcaklığındaki sınırda gerçekleşen ısı akısı olmaktadır. Sol taraftaki integral, yerel yoğunluk ρ ve yerel özgül entropi s değerleriyle tüm kontrol hacmi üzerinde alınmaktadır. Sağ taraftaki birinci integral kontrol hacminin yüzeyleri üzerinde alınırken, sonraki iki integral giriş ve çıkış kesitleri üzerinde hesaplanmaktadır.

Yukarıda verilen entropi dengesi bağıntıları, entropi üretiminin nerede ve ne miktarda gerçekleştiğini hesaplamak için yararlıdır, fakat bu bağıntıların kullanımı ısı geçişi ve sıcaklığın kontrol yüzeyi üzerinde nasıl değiştiğinin bilinmesini gerektirir. Bu bilgi genellikle verilmemiştir. İkinci yasa çözümlemesinde bir başka ilgi odağı da açık sistemde gerçekleşen işlemle ilgili entropi üretimidir. Çözümleme açık sistem ve çevresini birlikte ayrık bir sistem olarak ele alıp yapılır. Bu durumda

açık sistem için birim zamanda *toplam entropi değişimini* veya birim zamanda *entropi üretimini* veren bağıntı aşağıda anlatıldığı gibi belirlenir.

Sıcaklığı T_R ile gösterilen ısıl enerji depolarıyla $\dot{Q}_R$ miktarda ısı alışverişinde bulunan bir kontrol hacmi incelensin. Sonlu sıcaklık farkında ısı geçişine bağlı tüm tersinmezlikleri kontrol hacminin sınırları içinde tutabilmek için, ısı geçişinin gerçekleştiği kontrol hacmi sınırlarında sıcaklığın ısıl enerji deposunun sıcaklığına eşit olduğu kabul edilsin. Kontrol hacmi sınırları dışında entropi üretimi olmayacağı için $\dot{S}_{\text{üretim, KH}}$ yerine açık sistemde gerçekleşen işlemin başka bir deyişle sistem ve çevrenin toplam entropi üretimi olan $\dot{S}_{\text{üretim}}$ yazılabilir. Ayrıca ısı geçişiyle ilgili entropi geçişi de çevrenin entropi değişimine büyüklük olarak eşit, fakat ters işaretli olacaktır. Çevrenin birim zamanda entropi değişimi 6-6 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\frac{dS_{\text{çevre}}}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \qquad \text{(kW/K)}$$

Burada $\dot{Q}_R$'nin işaretleri ısıl enerji depolarına göre belirlenmektedir. 6-14 numaralı denklemdeki entropi geçişi terimininin yerine yukarıdaki bağıntı eksi işaretli olarak konur ve entropi üretimi $\dot{S}_{\text{üretim}}$ çözülürse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_ç s_ç - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{dS_{KH}}{dt} + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \qquad \text{(kW/K)} \quad (6\text{-}15)$$

Kontrol hacmi sadece $T_{\text{çevre}}$ sıcaklığındaki çevreyle $\dot{Q}_{\text{çevre}}$ miktarda ısı alışverişinde bulunuyorsa, çevrenin entropi değişimi $d\dot{S}_{\text{çevre}}/dt = \dot{Q}_{\text{çevre}}/T_{\text{çevre}}$ olur.

6-15 numaralı denklem, kontrol hacmi için *entropinin artışı ilkesini* ifade etmekte olup, açık sistemle ilgili *toplam entropi üretimini* veren genel bir bağıntıdır. **Sürekli akışlı açık sistem** için, $dS_{KH}/dt = 0$ olur ve bu bağıntı aşağıdaki şekli alır:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_ç s_ç - \sum \dot{m}_g s_g + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \geq 0 \qquad (6\text{-}16)$$

Çevresiyle ısı alışverişinde bulunan, bir giriş ve bir çıkışlı, sürekli akışlı açık sistem için yukarıdaki bağıntı sadeleştirilebilir:

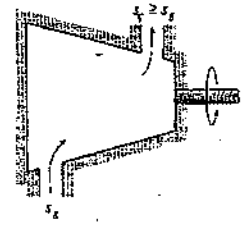
$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_ç - s_g) + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \qquad \text{(kW/K)} \qquad (6\text{-}17)$$

Bu bağıntı $\dot{m}$ ile bölünerek birim kütle için yazılabilir:

$$s_{\text{üretim}} = s_ç - s_g + \frac{q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \qquad \text{[kJ/kg · K)]} \qquad (6\text{-}18)$$

Görüldüğü gibi, sürekli akışlı adyabatik bir açık sistemden ($q_{\text{çevre}} = 0$) geçen bir akışkanın entropisi, tersinmezliklerden dolayı artmaktadır (Şekil 6-18).

Düzgün akışlı dengeli açık sistem için toplam entropi üretimini veren bağıntı, 6-15 numaralı denklemi Δt zaman aralığı üzerinde integre ede-rek elde edilir. Bu bağıntı şöyledir:

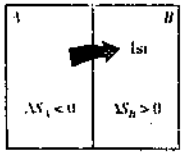


ŞEKİL 6-18
Bir maddenin entropisi bir giriş çıkışlı sürekli akışlı açık sistemden geçerken her zaman artar, sadece hal değişimi tersinir ise sabit kalır.

$$S_{\text{üretim}} = \sum m_ç s_ç - \sum m_g s_g + (S_2 - S_1)_{\text{KH}} + \sum \frac{Q_R}{T_R} \quad \text{(kJ/kg)} \quad (6\text{-}19)$$

Burada 1 ve 2 indisleri sırasıyla kontrol hacminin ilk ve son hallerini, g ve ç indisleri ise sırasıyla kontrol hacmine giriş ve çıkış hallerini göstermektedir. Dikkat edilirse, yukarıda verilen ikinci yasa bağıntılarının genel görünümü entalpi veya iç enerjinin yerini entropinin aldığı birinci yasa bağıntılarını andırmaktadır.

Doğada, bir denge sağlanıncaya kadar değişme eğilimi vardır. Entropinin artışı ilkesi, ayrık bir sistemin entropisinin, ulaşabileceği en yüksek değere kadar yükselmesini gerekli kılar. Bu noktada sistemin bir denge haline ulaştığı söylenebilir, çünkü entropinin artışı ilkesi, ayrık bir sistemin entropiyi azaltıcı bir yönde hal değişimi gerçekleştirmesine izin vermez.



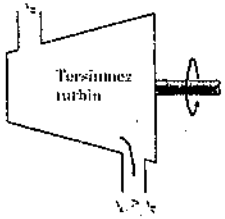
ŞEKİL 6-19
Bir sisteme ısı geçişi entropisini artırır, bir sistemden ısı geçişi entropisini azaltır.

6-4 ■ ENTROPİ DEĞİŞİMİNİN NEDENLERİ

Yukarıdaki açıklamalardan bir sistemin entropisinin değişmesine neden olabilecek üç etken olduğu açıkça görülmektedir: ısı geçişi, kütle akışı ve tersinmezlikler.

Sisteme olan *ısı geçişi* sistemin entropisini artırır, sistemden olan ısı geçişi de sistemin entropisini azaltır (Şekil 6-19). Kapalı bir sistemin entropisi sadece çevreye ısı geçişi sonucu azalabilir. Sınırın bir kesimindeki ısı geçişi Q'nun, o yerdeki mutlak sıcaklık T'ye oranı *entropi akışı* veya *entropi geçişi* diye adlandırılır. Q/T, ısı geçişinden kaynaklanan entropi geçişini gösterir. İki sistem birbirleriyle temas ettikleri zaman, daha sıcak sistemden olan entropi geçişi, daha soğuk sisteme olan entropi geçişine temas noktasında eşittir. Başka bir deyişle, sınırda entropinin var veya yokedilmesi olanaksızdır, çünkü sınırın kalınlığı veya kapladığı bir hacim yoktur.

Kütlenin enerjisi yanında entropisi de vardır. Kütle akışı bir kontrol hacmine veya hacminden hem enerji hem de entropi taşınmasına aracı olur. Kütle akışıyla olan entropi geçişine *entropi aktarımı* adı verilir. Kapalı sistemlerin sınırlarından kütle geçişi olmadığı için entropi aktarımı da yoktur. Entropi aktarımı terimleri açık sistem için entropi dengesi bağıntılarında yer alır.



ŞEKİL 6-20
Tersinmezlikler her zaman entropi artışına neden olur.

Sürtünme, hızlı genişleme veya sıkıştırma ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi her zaman entropinin artmasına neden olur. Bu nedenle kapalı bir sistemin entropisi adyabatik bir hal değişimi sırasında azalamaz (Şekil 6-20). Bir hal değişimi sırasında entropi üretimi tersinmezliklerden kaynaklanır, tersinir bir hal değişimi için $S_{\text{üretim}} = 0$ olur. Eğer bir hal değişimi sırasında ısı geçişi olmuyorsa (adyabatik) veya sistem sınırları içinde tersinmezlik yoksa (*içten tersinir*), kütle değişmediği sürece entropi sabit kalır. Bu tür bir hal değişimi **içten tersinir adyabatik** veya **izantropik** hal değişimi diye adlandırılır. İzantropik hal değişimi, sanki-dengeli hal değişimi gibi sadece düşüncede vardır, fakat gerçek hal değişimleri için bir model oluşturur.

Entropi ile İlgili Bazı Gözlemler

Yukarıda verilen bilgilerin ve yapılan açıklamaların ışığında şu sonuçlara varılabilir:

1 Hal değişimleri *herhangi* bir yönde değil, sadece *belirli* bir yönde gerçekleşebilir. Bu yön entropinin artışı ilkesine uygun yöndür, başka bir deyişle, bir hal değişimi sırasında $\Delta S_{\text{toplam}} \geq 0$ olmak zorundadır. Bu ilkeyi sağlamayan bir hal değişimi gerçekleşemez. Bu ilke nedeniyle bazı kimyasal reaksiyonlar, 15. Bölümde açıklandığı gibi tamamlanmadan durma noktasına gelir.

2 Entropinin *korunumu* sözkonusu değildir, bu nedenle *entropinin korunumu ilkesi* diye bir kavram yoktur. Entropi sadece bir düşünce aracı olan tersinir hal değişimleri sırasında sabit kalır, gerçek tüm hal değişimleri sırasında artar. Bu nedenle evrenin entropisi sürekli olarak artmaktadır.

3 Tersinmezliklerin varlığı mühendislik sistemlerinin çalışma verimlerini azaltır. *Entropi üretimi* bir sistemdeki tersinmezliklerin ölçüsüdür. Tersinmezlik arttıkça entropi üretimi de artar. Bu bakımdan entropi, kapalı veya açık sistemlerde gerçekleşen hal değişimlerinde tersinmezliklerin hesaplanması için kullanılır. Entropiden ayrıca mühendislik sistemlerinin verimini belirlemek için de yararlanılır. Bu konu aşağıdaki örnekte incelenmektedir.

ÖRNEK 6-5

800 K sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposundan (*a*) 500 K, (*b*) 750 K sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposuna 2000 kJ ısı ısı geçişi olmaktadır. Hangi işlemin daha tersinmez olduğunu belirleyin.

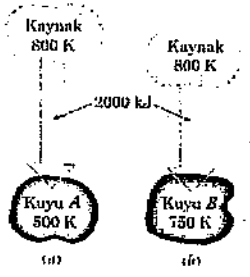
Çözüm Isıl enerji depolarının genel çizimi Şekil 6-21'de gösterilmiştir. Her iki durumda da sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi sözkonusudur, bu nedenle her iki ısı geçişi de tersinmezdir. Tersinmezliğin büyüklüğü, ısı geçişi sırasında oluşan toplam entropi değişimini hesaplayarak bulunabilir. Şöyle bir düşünce yürütülebilir: ısı geçişi sırasında toplam entropi değişimi, ısıl enerji depolarının ayrı ayrı entropi değişimlerinin toplamıdır, çünkü iki ısıl enerji deposu birarada ele alındığı zaman adyabatik bir sistem oluşturmaktadır.

Acaba bu düşünce yolu doğru mudur? Problemin verilişinden, sanki iki ısıl enerji deposu ısı geçişi sırasında birbiriyle temas ediyormuş izlenimi edinilmektedir. Oysa bu olanaksızdır, çünkü bir noktada sıcaklığın sadece bir değeri olabilir. Sıcaklığın temas noktasının bir tarafında 800 K, öbür tarafında 500 K olması mümkün değildir, bu bir süreksizlik anlamına gelir.

Bu bakımdan, iki ısıl enerji deposu arasında sıcaklığın 800 K'den 500 K'e (veya 750 K'e) düştüğü bir arayüz (örneğin levha) bulunduğunu kabul edebiliriz. Bu nedenle toplam entropi değişimini hesaplarken iki ısıl enerji deposunu birbirinden ayıran bu arayüzü de gözönüne almak gerekir. Bununla birlikte, arayüzün özeliklerinin zamanla değişmediği ve buna bağlı olarak da entropi değişiminin sıfır olduğu öne sürülebilir. Bu düşünceye destek olarak da arayüzün her iki tarafında sıcaklığın ısı geçişi süresince sabit kaldığı gösterilebilir. Böylece arayüzün entropisi (ve enerjisi) hal değişimi sırasında hemen hemen sabit kaldığından, $\Delta S_{\text{arayüz}} \cong 0$ alınabilir.

Isıl enerji depolarının entropi değişimleri 6-6 numaralı denklemden hesaplanabilir, çünkü her iki ısıl enerji deposu da sabit sıcaklıkta, içten tersinir bir hal değişiminden geçmektedir.

(*a*) 500 K sıcaklığındaki ısıl enerji deposuna ısı geçişi için,



ŞEKİL 6-21
Örnek 6-5'in genel çizimi.

$$\Delta S_{kaynak} = \frac{Q_{kaynak}}{T_{kaynak}} = \frac{-2000\ kJ}{800\ K} = -2.5\ kJ/K$$

$$\Delta S_{kuyu} = \frac{Q_{kuyu}}{T_{kuyu}} = \frac{+2000\ kJ}{500\ K} = +4.0\ kJ/K$$

ve $$\Delta S_{toplam} = \Delta S_{kaynak} + \Delta S_{kuyu} = (-2.5 + 4.0)\ kJ/K = +1.5\ kJ/K$$

bulunur. Böylece ısı geçişi sırasında entropi üretimi 1.5 kJ/K olmuştur. Her iki ısıl enerji deposunun da içten tersinir bir hal değişiminden geçtiği gözönüne alınırsa, entropi üretiminin tümü arayüzde gerçekleşmiştir.

(b) Aynı işlemler 750 K sıcaklığındaki ısıl enerji deposuna ısı geçişi için tekrarlanırsa:

$$\Delta S_{kaynak} = -2.5\ kJ/K$$

$$\Delta S_{kuyu} = +2.7\ kJ/K$$

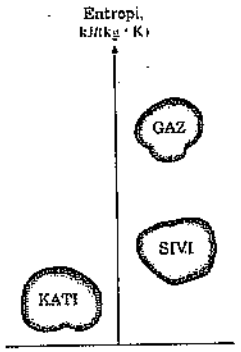
ve $$\Delta S_{toplam} = (-2.5 + 2.7)\ kJ/K = +0.2\ kJ/K$$

elde edilir. İkinci şıktaki ısı geçişi için toplam entropi değişimi daha azdır, bu nedenle tersinmezlik daha azdır. Bu beklenen bir sonuçtur, çünkü ısıl enerji depoları arasındaki sıcaklık farkı daha küçüktür.

Bu hal değişimleriyle ilgili tersinmezlikler iki ısıl enerji deposu arasında bir Carnot ısı makinesini çalıştırarak yokedilebilir, bu durumda $\Delta S_{toplam} = 0$ olur.

6-5 ■ ENTROPİ NEDİR ?

Entropinin yararlı bir özelik ve mühendislik sistemlerinin ikinci yasa çözümlemesinde değerli bir araç olduğunu önceki açıklamalara dayanarak söyleyebiliriz. Fakat bu olgu, entropinin ne olduğunu iyi bildiğimiz ve anladığımızı göstermez. Aslında bilmeyiz. Hatta, "entropi nedir?" sorusunu yeterli açıklıkta yanıtlayabildiğimiz de kuşkuludur. Bununla birlikte, entropiyi tam olarak açıklayamamak, yararlılığını azaltmaz. Birinci bölümde enerjinin tanımı da verilmemişti, fakat bu daha sonra enerji dönüşümlerinin ve enerjinin korunumu ilkesinin anlaşılmasına engel olmadı. Entropinin enerji gibi herkesin kullandığı bir terim olmadığı ortadadır. Fakat okuyucu entropiyi daha çok kullandıkça, entropinin anlamı ve değeri belirginleşecektir. Aşağıda entropinin fiziksel anlamı, maddenin mikroskopik düzeyde davranışını ele alarak aydınlatılmaya çalışılacaktır.



ŞEKİL 6-22
Bir maddenin moleküler düzensizliğinin ölçüsü olan entropi, madde erirken veya buharlaşırken artar.

Entropi *moleküler düzensizlik* veya *moleküler rastgelelik* olarak görülebilir. Bir sistem daha düzensiz bir hal aldıkça, moleküllerin konumları belirsizleşecek ve entropi artacaktır. Bir maddenin entropisinin katı fazında düşük bir değere, gaz fazında da yüksek bir değere sahip olması şaşırtıcı değildir (Şekil 6-22). Bir maddenin molekülleri katı fazında denge konumları etrafında sürekli salınım yaparlar, fakat birbirlerine göre hareket edemezler. Bu nedenle herhangi bir anda konumları oldukça kesin bir biçimde belirlenebilir. Gaz fazındaysa moleküller rastgele bir hareket içindedirler, birbirleriyle çarpışarak yön değiştirirler, bu nedenle sistemin herhangi bir anda mikroskopik halini

belirlemek çok zordur. Bu moleküler düzensizlikle ilişkili olarak entropi de yüksektir.

Mikroskopik veya istatistiksel termodinamik açısından bakıldığında, denge halinde görünen bir ayrık sistem, moleküllerinin sürekli hareketi nedeniyle yüksek düzeyde bir canlılık gösterebilir. Her makroskopik denge hali için sistemin bulunabileceği çok sayıda mikroskopik hal veya moleküler düzen vardır. Bir sistemin entropisi sistemin bulunabileceği mikroskopik hallerin toplam sayısıyla ilişkilidir. Bu sayı aynı zamanda *termodinamik olasılık* p diye bilinir ve entropiyle ilişkisi **Boltzman bağıntısı** ile verilir:

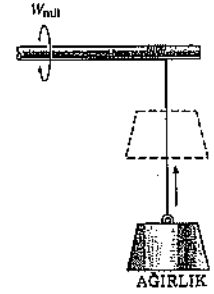
$$S = k \ln p$$

Burada $k = 1.3806 \times 10^{-23}$ kJ/(kmol · K) , Boltzmann sabitidir. Bu nedenle, mikroskopik açıdan bir sistemin entropisi, moleküler rastgelelik veya belirsizlik (moleküler olasılık) arttıkça, daha büyük bir değer alır. Böylece entropi moleküler düzensizliğin bir ölçüsüdür, ayrık bir sistemin moleküler düzensizliği bir hal değişiminden geçince artar.

Gaz fazında moleküllerin oldukça yüksek kinetik enerjileri vardır. Fakat kinetik enerjileri ne kadar yüksek olursa olsun, bir kap içindeki gaz moleküllerinin kabın içine konan bir pervaneyi döndürmeyecekleri ve iş yapmayacakları herkes tarafından bilinir. Bunun nedeni, gaz moleküllerinin ve taşıdıkları enerjinin düzensiz olmasıdır. Perveneyi bir yönde döndürmeye çalışan gaz moleküllerinin sayısı, diğer yönde döndürmeye çalışanların sayısıyla yaklaşık eşittir. Sonuç olarak pervane dönmez. Bu nedenle, düzenli olmayan enerjiyi işe dönüştürmek olanaksızdır (Şekil 6-23).

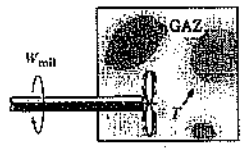
ŞEKİL 6-23
Düzenli olmayan enerji, ne kadar büyük olursa olsun etkili olamaz.

Şimdi de Şekil 6-24'te gösterilen dönen mil incelensin. Bu kez moleküllerin enerjisi tümüyle bir düzen içindedir, çünkü milin molekülleri aynı yönde birlikte dönmektedirler. Bu düzenli enerji bir ağırlığın kaldırılması veya elektrik üretilmesi gibi yararlı işlere yöneltilebilir. İş, enerjinin düzenli bir biçimi olduğu için, düzensizlikten ve rastgelelikten uzaktır, bu nedenle entropiden bağımsızdır. *İş olarak gerçekleşen enerji geçişi sırasında entropi geçişi olmaz.* Bu nedenle sürtünme olmadığı zaman, bir ağırlığın dönen bir mille kaldırılması sırasında entropi üretimi yoktur. Entropi üretmeyen herhangi bir hal değişimi tersinirdir, dolayısıyla ağırlık indirildiği zaman aynı iş geri kazanılabilir. Bu hal değişimi sırasında enerjinin niteliği değişmemiştir ve sistemin iş yapma yeteneği azalmamıştır.

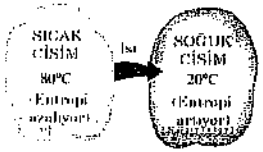


ŞEKİL 6-24
Sürtünmenin yokluğunda, bir ağırlığı döner mil aracılığıyla kaldırmak düzensizlik (entropi) yaratmaz. Bu nedenle enerjinin niteliği azalmaz.

Dönen mili bir ağırlığı kaldırmak yerine bu kez Şekil 6-25'te görüldüğü gibi havayla dolu bir kap içindeki pervaneyi çalıştırmak için kullanalım. Bu durumda pervane işi havanın iç enerjisine dönüşecek ve havanın sıcaklığı yükselecektir. Bunun sonucu olarak kap içinde daha yüksek düzeyde bir moleküler kaos ve düzensizlik yaratılmış olacaktır. Bu hal değişimi dönen milin bir ağırlığı kaldırmasından oldukça farklıdır, çünkü bir düzen içindeki pervane enerjisi, düzensizliğin egemen olduğu bir enerji biçimine dönüşmüştür. Bu enerjinin yeniden dönme kinetik enerjisine dönüşmesi ve pervaneyi çevirmesi olanaksızdır. Enerjinin ancak bir bölümü, bir ısı makinesi aracılığıyla işe dönüştürülebilir. Böylece, bu hal değişimi sırasında enerjinin niteliği veya iş yapma yeteneği azalmış, moleküler düzensizlik artmıştır. Bütün bunlarla ilişkili olarak da entropi artmıştır.

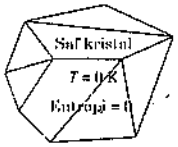


ŞEKİL 6-25
Biz gaz üzerinde yapılan döner mil işi, gazın düzensizliğini (entropisini) artırır. Bu nedenle, işlem sırasında enerjinin niteliği azalır.



ŞEKİL 6-26

Isı geçişi sırasında net düzensizlik (entropi) artar. Soğuk cismin düzensizliğindeki artış, sıcak cismin düzensizliğindeki azalmadan daha fazladır.



ŞEKİL 6-27

Mutlak sıfır sıcaklıktaki saf madde tümüyle düzenlilik içindedir ve entropisi sıfırdır (termodinamiğin üçüncü yasası).

Enerjinin *niceliği* (miktarı) gerçek bir hal değişimi sırasında her zaman korunur (birinci yasa), fakat *niteliği* azalmak zorundadır (ikinci yasa). Nitelikteki bu azalma entropi artışıyla birlikte olur. Örnek olarak 10 kJ ısının yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan daha düşük sıcaklıktaki bir ortama geçmesi ele alınsın. Bu hal değişimi sonunda 10 kJ enerji gene vardır, fakat daha düşük bir sıcaklıktadır, bu nedenle niteliği azalmıştır.

Isıl enerji aslında düzensiz bir enerji biçimidir ve bir miktar düzensizlik (entropi) ısı geçişiyle birlikte taşınır (Şekil 6-26). Isı geçişinin sonucu olarak sıcak cismin entropisi, başka bir deyişle moleküler düzensizliği ve rastgeleliği azalır, soğuk cismin entropisi ve moleküler düzensizliği artar. İkinci yasa, soğuk cismin entropisindeki artışın sıcak cismin entropisindeki azalmadan daha büyük olmasını gerektirir, bu durumda sıcak ve soğuk cisimleri içine alan bileşik sistemin entropisi artmış olur. Başka bir deyişle, bileşik sistem son halde daha büyük bir düzensizlik içindedir. Böylece hal değişimlerinin sadece toplam entropiyi veya moleküler düzensizliği artırıcı yönde olabileceği sonucuna varılır. Bunun anlamı evrendeki kaosun veya düzensizliğin giderek artmasıdır. Bu sadece mühendislerin değil, düşünürlerin de ilgi duyduğu bir konudur.

İstatistiksel açıdan, entropi moleküler rastgeleliğin, başka bir deyişle herhangi bir anda konumu belirlemedeki belirsizliğin bir ölçüsüdür. Katı fazında bile, moleküller bir nokta etrafında salınım hareketi içindedirler. Bu nedenle konumlarında belirsizlik vardır. Salınımlar sıcaklık düştükçe azalır ve mutlak sıfırda moleküller tümüyle hareketsiz olurlar. Bu hal, en üst düzeyde bir moleküler düzeni ve en alt düzeyde bir enerjiyi belirler. Bu nedenle, *sıfır mutlak sıcaklıkta saf kristal maddenin entropisi sıfırdır*, çünkü moleküllerinin konumunda herhangi bir belirsizlik yoktur (Şekil 6-27). Bu sonuç **termodinamiğin üçüncü yasası** diye bilinir. Termodinamiğin üçüncü yasası, entropinin hesaplanabilmesi için bir referans noktası oluşturur. Bu referans noktasına göre verilen entropi değerleri, **mutlak entropi** diye adlandırılır ve kimyasal reaksiyonların termodinamik çözümlemesinde çok kullanılır. Saf kristal madde dışındaki bir maddenin, örneğin bir katı çözeltinin entropisi, mutlak sıfırda sıfır değildir. Çünkü hareket olmasa bile birden çok moleküler yerleşme sözkonusudur ve bu, maddenin mikroskopik haline bir belirsizlik getirir.

Enerjinin düzensizliğinin bir ölçüsü olarak entropi kavramı diğer alanlara da uygulanabilir. Örneğin demir molekülleri çevrelerinde bir manyetik alan oluştururlar. Herhangi bir demir parçasında bu moleküller rastgele dizilmişlerdir ve birbirlerinin manyetik etkisini silerler. Demir bir işlemden geçirilip molekülleri dizildiği zaman bir mıknatısa dönüşür ve çevresinde kuvvetli bir manyetik alan oluşur.

Entropi ve Günlük Hayatta Entropi Üretimi

Entropi bir sistemdeki düzensizliğin ve karmaşanın bir ölçüsü olarak görülebilir. Benzer olarak entropi üretimi de bir değişim sırasında oluşan düzensizlik ve karmaşa olarak kabul edilebilir. Entropi kavramı günlük yaşamda yer bulabileceği halde, enerji kavramı kadar yaygın

kullanılmamaktadır. Entropi kavramının teknik olmayan alanlara genişletilmesi yeni bir düşünce değildir. Birçok makalenin hatta kitabın konusu olmuştur. Aşağıda sıkça karşılaşılan bazı olgular ele alınıp entropi ve entropi üretimiyle ilişkileri kurulmaya çalışılacaktır.

Verimli insanlar düşük entropide (oldukça düzenli) yaşarlar. Onlar için herşeyin yeri bellidir (en az kararsızlık) ve birşeyi bulmak için en az enerjiyi harcarlar. Diğer yanda verimsiz insanlar, düzensiz ve yüksek entropili bir yaşam sürdürürler. Bulmak istedikleri birşeyi dakikalarca (hatta saatlerce) ararlar ve arama işlemini düzenli bir biçimde yapmadıkları için büyük olasılıkla daha başka düzensizliklere yol açarlar (Şekil 6-28). Yüksek entropili bir yaşam sürdürenler her zaman bir koşuşturmaca içindedirler.

Bazı insanların daha çabuk öğrendiklerini ve öğrendiklerini unutmadıklarını belki de gıptayla gözlemişsinizdir. Bu tür bir öğrenme yöntemine düzenli ve düşük-entropili öğrenme diyebiliriz. Bu insanlar bilinçli bir çabayla yeni edindikleri bilgiyi dosyalamaya ve daha önce edindikleri bilgiyle ilgisini kurmaya çalışırlar. Bu şekilde kafalarında sağlam bir bilgi ağı kurarlar. Diğer yanda, çalışırken edindikleri bilgiyi kafalarına rastgele atanlar ve onu orada tutmak için çaba harcamayanlar, öğrendiklerini *düşünebilirler*. Fakat bir sınav sırasında bu bilgiyi kullanmak istediklerinde öyle olmadığını görürler. Deyim yerindeyse, gaz fazında olan bir bilgi dağarcığında bilgiyi hatırlamak kolay değildir. Hatırlama zorluğu çeken öğrenciler, çalışma yöntemlerini gözden geçirmelidirler.

İyi bir raflama ve kataloglama düzeni bulunan bir kitaplığa düşük entropili bir kitaplık denilebilir. Benzer olarak kitapların raflara düzenli yerleştirilmediği ve katalog numaralama sisteminin olmadığı bir kitaplık da yüksek entropili bir kitaplıktır, çünkü oraya karmaşa egemendir. Kataloglama işleminin yapılmadığı bir kitaplık, kitaplık değildir, çünkü arandığında bulunamayan bir kitabın değeri yoktur.

Dışarıdan bakıldığı zaman birbirinin aynı görünen ve herbiri bir milyon kitaba sahip iki kitaplık alın. Her iki kitaplıkta da aynı kitaplar bulunsun. Birinci kitaplıkta kitaplar üstüste yığılmış, ikinci kitaplıkta ise kitaplar katalog numaraları verilerek raflara düzenli bir biçimde yerleştirilmiş olsun. Kuşku yok ki bir öğrenci aradığı kitabı almak için ikinci kitaplığa gitmeyi tercih edecektir. Fakat bazıları birinci yasaya göre düşünerek kitaplıkların eşdeğer olduklarını, çünkü iki kitaplığın da yapı olarak veya sahip oldukları kitap sayısı bakımından da birbirine eşit olduğunu savunacaklardır. Bu örnek gerçekçi bir yaklaşımın ikinci yasayı da gözönüne alması gerektiğini göstermektedir.

Aynı konuları işledikleri ve aynı bilgileri verdikleri için görünürde birbirinin aynı olan iki ders kitabı, konuları işleyiş biçimine göre birbirinden çok farklı olabilirler. Eşit miktarda yakıtla, biri diğerinin gittiği yolun yarısını giden, fakat görünürde birbirinin aynı olan iki araba eşdeğer sayılamaz. Benzer olarak, eğer bir kitaptan öğrenmek diğer kitaptan öğrenmek yanında iki kat daha fazla çaba gerektiriyorsa, görünürde aynı olan iki kitap eşdeğer sayılamaz. Böylece sadece birinci yasaya göre yapılan değerlendirmeler yanılgılara yol açabilir.

Düzensiz bir orduya (yüksek entropi) sahip olmak, orduya sahip olmamak demektir. Bir savaş sırasında baş hedeflerden birinin komuta merkezi olması rastlantı değildir. On alaydan oluşan bir ordu, birer

ŞEKİL 6-28

Entropinin (düzensizliğin, belirsizliğin) kullanımı termodinamikle sınırlı değildir.

alaydan oluşan on ordudan daha güçlüdür. Benzer olarak on eyaletten oluşan bir ülke, birer eyaletten oluşan on ülkeden daha güçlüdür. Amerika Birleşik Devletleri 50 ayrı ülke olsaydı, bu ülkelerden hiçbiri süper güç olamazdı. Benzer olarak Avrupa Birliği de büyük bir ekonomik güç olma yolundadır. Eski deyim, "Böl ve ele geçir", "Entropiyi artır ve ele geçir" biçiminde de ifade edilebilir.

Mekanik sürtünmenin entropi üretimine yol açtığı ve verimi düşürdüğü bilinen bir olgudur. Bu olguyu günlük yaşama uygulayabiliriz. Bir işyerinde çalışanlar arasında 'sürtüşme', entropi üretimine ve verim düşüklüğüne yol açar. Umarız ki bir gün, teknik olmayan alanlardaki entropi üretimini sayısal olarak hesaplayacak yöntemler geliştirilir, entropi üretiminin ana kaynakları ve bunların büyüklükleri belirlenir.

Birden ve kısıtlamasız genişleme (veya patlama) ve kontrolsüz elektron değişimi (kimyasal reaksiyonlar) entropi üretirler ve tersinmezdirler. Benzer olarak ağızdan kısıtlama olmadan çıkan kızgın sözler de entropi üretirler ve onarımı olanaksız hasara yol açabilirler. Öfkeyle kalkan bir kişi, zararla oturmayı göze almalıdır.

6-6 ■ ENTROPİ İLE İLGİLİ ÖZELİK DİYAGRAMLARI

Özelik diyagramlarının, hal değişimlerinin termodinamik çözümlemesinde önemli yardımı olur. Daha önceki bölümlerde, termodinamiğin birinci yasasıyla ilgili olarak *P-v* ve *T-v* diyagramları sık sık kullanıldı. İkinci yasayla ilgili çözümlemelerde, hal değişimlerini eksenlerden birinin entropi olduğu diyagramlarda göstermek çözümü kolaylaştırır. İkinci yasa çözümlemelerinde en çok kullanılan iki diyagram *sıcaklık-entropi* ve *entalpi-entropi* diyagramlarıdır.

1 *T-s* Diyagramı

Entropiyi tanımlayan 6-4 numaralı denklemi inceleyelim. Bu denklem düzenlenirse,

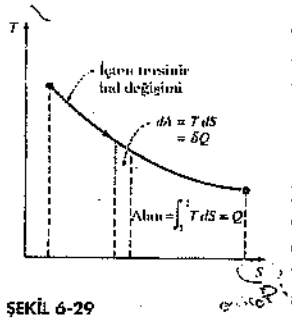
$$\delta Q_{\text{içten tr}} = T\,dS \qquad \text{(kJ)} \qquad (6\text{-}20)$$

elde edilir. Şekil 6-29'da görülebileceği gibi, δQ_{tr}, *T-S* diyagramında diferansiyel bir alanı göstermektedir. İçten tersinir bir hal değişimi sırasındaki toplam ısı geçişi integrasyonla bulunabilir:

$$Q_{\text{içten tr}} = \int_1^2 T\,dS \qquad \text{(kJ)} \qquad (6\text{-}21)$$

Bu integral *T-S* diyagramında hal değişimi eğrisinin altında kalan alan olmaktadır. Şu sonuca varabiliriz: *T-S diyagramında hal değişimi eğrisi altında kalan alan içten tersinir ısı geçişini gösterir.* Bu sonuç, tersinir sınır işinin *P-V* diyagramında hal değişimi eğrisi altında kalan alana eşit olmasına benzerdir. Dikkat edilirse hal değişimi eğrisi altında kalan alan, içten (veya tümden) tersinir hal değişimleri için ısı geçişini göstermektedir. Tersinmez hal değişimleri için bir anlamı yoktur.

6-20 ve 6-21 numaralı denklemler, birim kütle için de ifade edilebilir:



ŞEKİL 6-29
T-S diyagramında içten tersinir hal değişiminin eğrisi altında kalan alan ısı geçişini gösterir.

$$\delta q_{\text{içten tr}} = T\,ds \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (6\text{-}22a)$$

$$q_{\text{içten tr}} = \int_1^2 T\,ds \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (6\text{-}22b)$$

6-21 ve 6-22*b* numaralı denklemlerdeki integrasyonları yapabilmek için, hal değişimi sırasında *T* ile *s* arasındaki ilişkinin bilinmesi gerekir. İntegrasyonların kolaylıkla yapılabildiği özel bir hal değişimi, *içten tersinir sabit sıcaklıkta* hal değişimidir:

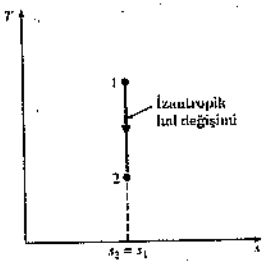
$$Q_{\text{içten tr}} = T_0\,\Delta S \qquad \text{(kJ)}$$

veya

$$q_{\text{içten tr}} = T_0\,\Delta s \qquad \text{(kJ/kg)}$$

Burada T_0 hal değişimi sırasındaki sabit mutlak sıcaklık, ΔS ise hal değişimi sırasında sistemin entropisinde olan değişmedir.

Yukarıdaki bağıntılarda, *T* mutlak sıcaklıktır ve her zaman artıdır. Bu nedenle içten tersinir hal değişimleri sırasında ısı geçişi, entropi arttığı zaman artı, entropi azaldığı zaman eksidir. *T-s* diyagramında izantropik hal değişimi dikey bir doğrudur. Bu beklenen bir sonuçtur, çünkü izantropik hal değişimi sırasında ısı geçişi yoktur, bu nedenle hal değişimi eğrisi altında kalan alan sıfır olmalıdır (Şekil 6-30). *T-s* diyagramları, hal değişimlerinin ve çevrimlerin ikinci yasa çözümlemelerini yaparken çok yararlıdır, bu nedenle termodinamikte sıkça kullanılır. Suyun ölçekli *T-s* diyagramı Ekte, Şekil A-9'da verilmiştir.

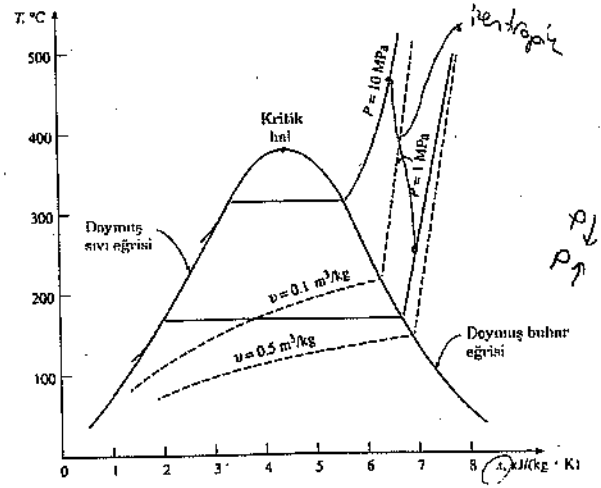


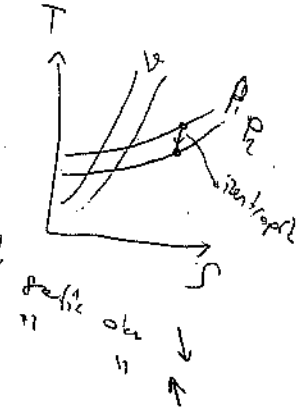
ŞEKİL 6-30
İçten tersinir adyabatik (izantropik) bir hal değişimi sırasında sistemin entropisi sabit kalır.

Saf bir maddenin sıvı ve buhar bölgelerini içine alan *T-s* diyagramının genel hatları Şekil 6-31'de gösterilmiştir. Bu şekil incelendiği zaman aşağıdaki gözlemler yapılabilir:

1 Tek fazlı bölgenin herhangi bir noktasında sabit-hacim eğrileri, sabit-basınç eğrilerinden daha diktir.

2 Doymuş sıvı buhar karışımı bölgesinde, sabit-basınç eğrileri sabit-sıcaklık eğrilerine paraleldir.





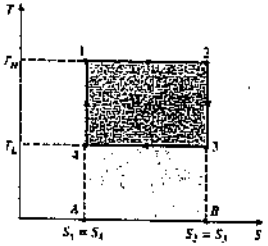
ŞEKİL 6-31
Suyun *T-s* diyagramının genel görünümü.

3 Sıkıştırılmış sıvı bölgesinde, sabit-basınç eğrileri, doymuş sıvı eğrisiyle hemen hemen çakışmaktadır.

Okuyucunun *T-s* diyagramı üzerinde sabit özelik eğrilerinin genel görünüşünü hatırlamasında yarar vardır, çünkü bu diyagrama ilerdeki bölümlerde sık sık başvurulacaktır.

ÖRNEK 6-6

Carnot çevrimini *T-S* diyagramında çizin ve çevrime verilen ısıyı (Q_H), çevrimden atılan ısıyı (Q_L) ve çevrimin net işini ($W_{net,çıkan}$) gösteren alanları bu diyagram üzerinde belirtin.



ŞEKİL 6-32
Carnot çevriminin *T-S* diyagramı (Örnek 6-6).

Çözüm 5. Bölümden hatırlanacağı gibi, Carnot çevriminde iki tersinir sabit sıcaklıkta (T=sabit), iki de izentropik (s=sabit) hal değişimi vardır. Bu dört haldeğişimi, Şekil 6-32'de gösterildiği gibi *T-S* diyagramında bir dikdörtgen oluşturmaktadır.

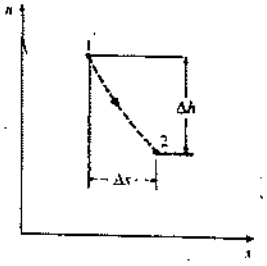
T-S diyagramında, tersinir hal değişimi eğrisi altında kalan alan bu hal değişimi sırasındaki ısı geçişini gösterir. Böylece *A12B* alanı Q_H'yı, *A43B* alanı Q_L'yi göstermektedir. Bu iki alan arasındaki fark ise net iştir, çünkü birinci yasaya göre,

$$W_{net} = Q_H - Q_L$$

olmaktadır. Bu nedenle çevrimin hal değişimi eğrisi içinde kalan alan, (1234 alanı) net işi göstermektedir. 3. Bölümden, net işin aynı zamanda *P-V* diyagramında çevrimin hal değişimi eğrisi içinde kalan alan olduğu hatırlanmalıdır.

2 *h-s* Diyagramı

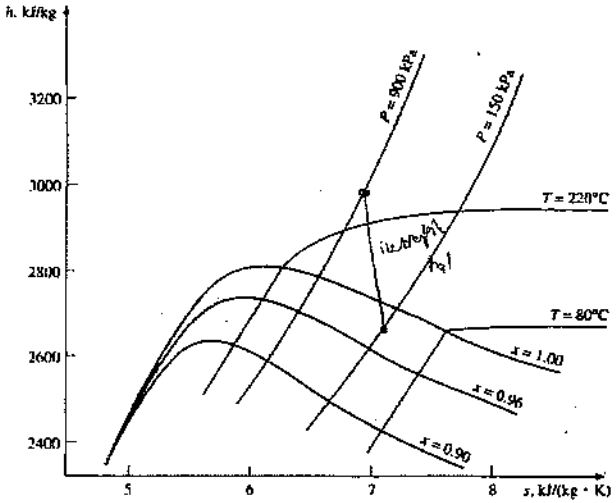
Mühendislikte yaygın olarak kullanılan bir başka diyagram da entalpi-entropi diyagramıdır. Bu diyagram özellikle türbin, kompresör ve yayıcı gibi sürekli akışın olduğu sistemlerin çözümlemesinde kullanılır. *h-s* diyagramının eksenleri iki önemli özeliği gösterir. Bunlardan entalpi, sürekli akışlı sistemlerin birinci yasa çözümlemesinde başlıca öneme sahiptir, entropi ise adyabatik hal değişimleri sırasındaki tersinmezliklerin ölçüsüdür. Örnek olarak, buharın sürekli akışla adyabatik bir türbinde genişlemesi ele alınsın. Giriş ve çıkış halleri arasındaki dikey uzunluk (Δh), türbinin yaptığı işin bir ölçüsüdür, giriş ve çıkış halleri arasındaki yatay uzunluk ise (Δs), hal değişimiyle ilgili tersinmezliklerin bir ölçüsüdür (Şekil 6-33).



ŞEKİL 6-33
Adyabatik sürekli akışlı makinelerde *h-s* diyagramındaki dikey uzunluk Δh işin, yatay uzunluk Δs ise tersinmezliklerin göstergesidir.

h-s diyagramı Alman bilim adamı R. Mollier'in (1863-1935) adıyla **Mollier diyagramı** olarak da bilinir. Su buharı için Mollier diyagramı Ek'te Şekil A-10'da ölçekli olarak verilmiştir. *h-s* diyagramının genel hatları Şekil 6-34'te gösterilmiştir. *h-s* diyagramında, doymuş sıvı-buhar karışımı bölgesinde, sabit-sıcaklık eğrileri birer doğrudur. Sabit sıcaklık eğrileri kızgın buhar bölgesinde, özellikle düşük basınçlarda neredeyse yataydır. Bu gözlem şaşırtıcı değildir, çünkü su buharı doyma bölgesinden uzaklaştıkça mükemmel gaz davranışına yakınlaşır ve mükemmel bir gaz için entalpi sadece sıcaklığın fonksiyonudur.

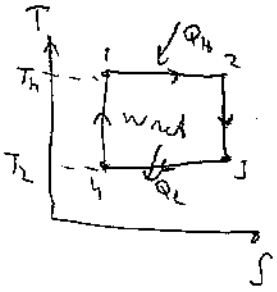
Yeterince büyük çizilmiş, ölçekli *h-s* diyagramları, özeliklerin oldukça hassas bir biçimde okunabilmesine olanak sağlar. Mollier diyagramları uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır.



ŞEKİL 6-34
Suyun *h-s* diyagramının genel görünümü.

6-7 ■ *T ds* BAĞINTILARI

$(\delta Q/T)_{\text{içten tr}}$ ile gösterilen büyüklüğün, entropi adı verilen özelikte diferansiyel bir değişimi ifade ettiği yukarıdaki paragraflarda açıklanmıştı. Bir hal değişimi sırasındaki entropi değişimi, $\delta Q/T$'nin gerçek ilk ve son haller arasında tasarlanacak içten tersinir bir hal değişimi üzerinde integralini alarak hesaplanabilir (Denklem 6-5). Sabit sıcaklıkta içten tersinir hal değişimleri için bu integrasyon kolaylıkla yapılabilir. Fakat sıcaklık hal değişimi sırasında değişiyorsa, integrasyonu yapabilmek için δQ ile T arasında bir bağıntıya gerek duyulur. Bu bölümde bu tür bağıntıların ortaya konması amaçlanmıştır.



Basit sıkıştırılabilir maddeden oluşan, hareketsiz kapalı bir sistemde gerçekleşen, içten tersinir bir hal değişimi sırasında enerjinin korunumu ilkesinin diferansiyel ifade biçimi olan 3-40 numaralı denklem, aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\delta Q_{\text{içten tr}} - \delta W_{\text{içten tr}} = dU$$

Fakat $\delta Q_{\text{içten tr}} = T\,dS$ (Denklem 6-20)

ve $\delta W_{\text{içten tr}} = P\,dV$ (Denklem 3-18)

olduğundan, $T\,dS = dU - P\,dV$

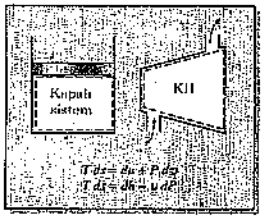
veya birim kütle için $T\,ds = du + P\,dv$ (6-23)

elde edilir. Bu denklem birinci *T ds* denklemi veya *Gibbs* denklemi diye bilinir. Dikkat edilirse, basit sıkıştırılabilir sistemin içten tersinir bir hal değişimi sırasında gerçekleştirebileceği tek iş etkileşimi sanki-dengeli sınır işi olabilir.

İkinci $T\,ds$ denklemi, 6-23 numaralı denklemde, entalpinin tanımından ($h = u + Pv$) yararlanıp, du yerine dh'yi yazarak elde edilir:

$$\left.\begin{array}{l} h = u + Pv \longrightarrow \quad dh = du + P\,dv + v\,dP \\ \text{Denklem 6-23} \quad \longrightarrow T\,ds = du + P\,dv \end{array}\right\} \quad T\,ds = dh - v\,dP \tag{6-24}$$

6-23 ve 6-24 numaralı denklemler çok yararlıdır, çünkü sistemin entropi değişiminin diğer özeliklerle ilişkisini belirtir. 6-4 numaralı denklemden farklı olarak, bu denklemler özelik bağıntılarıdır, bu nedenle hal değişimine bağlı değildirler.



ŞEKİL 6-35
T ds bağıntıları tersinir ve tersinmez hal değişimleri, kapalı ve açık sistemler için geçerlidir.

Yukarıdaki $T\,ds$ bağıntıları içten tersinir bir hal değişimi düşünülerek elde edilmiştir, çünkü iki hal arasında entropi değişimi tersinir bir yol izleyerek hesaplanabilir. Ancak elde edilen bağıntılar, hem tersinir hem de tersinmez hal değişimleri için geçerlidir, çünkü entropi bir özeliktir ve bir özeliğin iki hal arasındaki değişimi, izlenen yola veya hal değişimine bağlı değildir. 6-23 ve 6-24 numaralı denklemler, basit sıkıştırılabilir sistemde gerçekleşen bir hal değişimi sırasında sistemin birim kütlesinin özelikleri arasındaki ilişkileri belirler, bu bakımdan hal değişiminin kapalı veya açık sistemde olması bağıntıların kullanımını kısıtlamaz (Şekil 6-35).

6-23 ve 6-24 numaralı denklemler, entropideki diferansiyel değişimleri göstermek üzere yeniden düzenlenebilir:

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P\,dv}{T} \tag{6-25}$$

ve

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v\,dP}{T} \tag{6-26}$$

Bir hal değişimi sırasındaki entropi değişimi yukarıdaki denklemlerden birini integre ederek belirlenebilir. Bu integrasyonları yapabilmek için sözkonusu maddenin hal denklemini ve du veya dh ile sıcaklığı arasındaki ilişkiyi bilmek gerekir. Örneğin mükemmel gazlar için $Pv = RT$, $du = C_v\,dT$ ve $dh = C_p\,dT$ olduğu bilinmektedir. Eğer mükemmel gazlar ve sıkıştırılamaz maddelerde olduğu gibi, bu bağıntılar bilinmiyorsa 6-25 veya 6-26 numaralı denklemlerin integrasyonu kolaylıkla yapılabilir. Aşağıda bu konuda örnekler verilecektir. Diğer maddeler için tablolarda bulunan değerleri kullanmak gerekir.

Basit olmayan sistemler, başka bir deyişle birden çok sanki-dengeli iş türünün gerçekleştiği sistemler için $T\,ds$ bağıntıları, yukarıdakine benzer biçimde, diğer iş türlerini de gözönüne alarak elde edilebilir.

6-8 ■ SAF MADDENİN ENTROPİ DEĞİŞİMİ

Yukarıda geliştirilen $T\,ds$ bağıntıları herhangi bir madde veya herhangi bir fazla sınırlı değildir. Tüm maddelere, bir fazda veya birden çok fazın karışımı oldukları hallerde uygulanabilir. Fakat yukarıda da değinildiği gibi bu bağıntıların kullanılabilmesi, madde için T ile du ve dh arasındaki özelik bağıntılarının ve hal denkleminin bilinmesine bağlıdır. Saf maddeler için bu bağıntılar genellikle çok karmaşıktır ve entropi değişimlerinin bu yolla hesaplanması çok zordur. Bu nedenle, s

değerleri ölçülebilen özelik değerlerinden yararlanarak ve oldukça uzun hesaplardan sonra belirlenir ve özgül hacim, iç enerji ve entalpi (v, u, h) gibi diğer özeliklerle birlikte tablolarda verilir (Şekil 6-36).

Özelik tablolarında verilen entropi değerleri uygun bir referans haline göre verilmiştir. Su buharı tablolarında, 0.01 °C sıcaklıktaki doymuş sıvının entropisine (s_f) sıfır değeri atanmıştır. Soğutucu akışkan-12 için sıfır değeri, −40 °C sıcaklıktaki doymuş sıvının entropisidir. Referans halinin altında kalan entropi değerleri eksi olur.

Verilen bir haldeki entropi değeri, diğer özelikler için izlenen yolla belirlenir. Sıkıştırılmış sıvı ve kızgın buhar bölgelerinde entropi, verilen hal için doğrudan tablodan okunur. Doymuş sıvı buhar karışımı bölgesinde entropi,

$$s = s_f + x s_{fg} \qquad \text{[kJ/kg·K]} \tag{6-27}$$

bağıntısından hesaplanır. Burada x kuruluk derecesi, s_f ve s_{fg} doyma tablolarında yer alan değerlerdir. Sıkıştırılmış sıvı için özelik değerleri verilmemişse, sıkıştırılmış sıvının entropisi, aynı sıcaklıktaki doymuş sıvının entropisine eşit kabul edilebilir :

$$s_{@\,P,T} \cong s_{f\,@\,T}$$

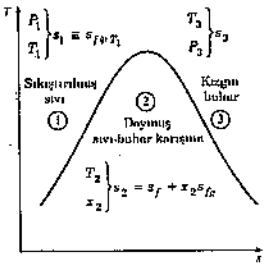
Bir hal değişimi sırasında saf maddenin entropi değişimi, ilk ve son hallerdeki entropi değerlerinin farkıdır:

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) \qquad \text{(kJ/K)} \tag{6-29}$$

veya

$$\Delta s = s_2 - s_1 \qquad \text{[kJ/kg·K)]} \tag{6-30}$$

6-30 numaralı denklem hem kapalı bir sisteme, hem de kontrol hacminden geçen birim kütleye uygulanabilir.

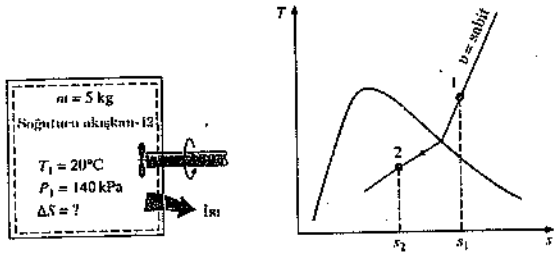


ŞEKİL 6-36
Saf maddenin entropisi diğer özelikler gibi tablolardan okunur.

ÖRNEK 6-7

Sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 20 °C sıcaklık ve 140 kPa basınçta 5 kg soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Daha sonra soğutucu akışkandan basıncı 100 kPa olana kadar ısı çekilmekte ve bu arada soğutucu akışkan bir döner kanatla karıştırılmaktadır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkan-12'nin entropi değişimini hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimiyle hal değişiminin T-s diyagramında gösterimi Şekil 6-37'de verilmiştir. Bir maddenin hal değişimi sırasındaki entropi değişimi, ilk ve son hallerdeki entropi değerlerinin farkıdır.



ŞEKİL 6-37
Örnek 6-7'nin genel çizimi ve T-s diyagramı.

Bu hal değişimi sırasında özgül hacim sabit kalmaktadır: $v_2 = v_1$.

1 Hali (ilk hal): $P_1 = 140$ kPa, $T_1 = 20$ °C → $s_1 = 0.8035$ kJ/(kg·K), $v_1 = 0.1397$ m³/kg (Tablo A-13)

2 Hali (son hal): $P_2 = 100$ kPa, $(v_2 = v_1)$ → $v_f = 0.0006719$ m³/kg, $v_g = 0.1600$ m³/kg (Tablo A-12)

Soğutucu akışkan son halde doymuş sıvı-buhar karışımıdır, çünkü 100 kPa basınçta, $v_f < v_2 < v_g$ olmaktadır. Bu nedenle öncelikle kuruluk derecesinin bulunması gerekir:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.1397 - 0.0007}{0.1600 - 0.0007} = 0.873$$

Böylece,

$$s_2 = s_f + x_2 s_{fg} = 0.0368 + (0.873)(0.6803)\ \text{kJ/(kg·K)}$$
$$= 0.6307\ \text{kJ/(kg·K)}$$

olur. Bu değerler bulunduktan sonra, soğutucu akışkanın hal değişimi sırasındaki entropi değişimi 6-29 numaralı denklemden hesaplanabilir:

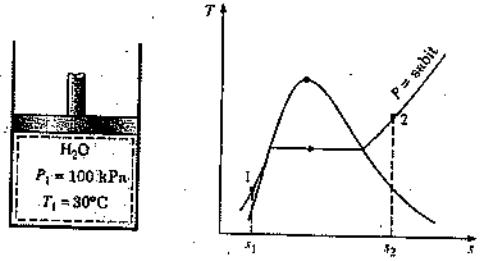
$$\Delta S = m(s_2 - s_1) = (5\ \text{kg})[(0.6307 - 0.8035)\ \text{kJ/(kg·K)}]$$
$$= -0.864\ \text{kJ/K}$$

Eksi işareti hal değişimi sırasında sistemin entropisinin azaldığını göstermektedir. Bu durum ikinci yasaya aykırı değildir, çünkü eksi olmaması gereken büyüklük *toplam entropi değişimi*, ($\Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}}$), veya diğer adıyla *toplam entropi üretimidir*.

ÖRNEK 6-8

Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 100 kPa basınç ve 30 °C sıcaklıkta 1.2 kg su bulunmaktadır. Daha sonra su sabit basınçta ısıtılmakta ve hal değişimi sırasında suya 3120 kJ ısı geçişi olmaktadır. Suyun entropi değişimini hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin *T-s* diyagramında gösterimi Şekil 6-38'de verilmiştir. İlk halde su sıkıştırılmış sıvıdır, çünkü basıncı 30 °C sıcaklığındaki doyma basıncından (4.246 kPa) daha yüksektir.



ŞEKİL 6-38
Örnek 6-8'in genel çizimi ve *T-s* diyagramı.

Sıkıştırılmış sıvının özeliklerinin aynı sıcaklıktaki doymuş sıvı özeliklerine eşit olduğu kabul edilirse:

1 Hali (ilk hal): $P_1 = 100$ kPa, $T_1 = 30$ °C → $s_1 \cong s_{f,30C} = 0.4369$ kJ/(kg·K), $h_1 \cong h_{f,30C} = 125.79$ kJ/kg

bulunur. Son halde basınç 100 kPa'dir. Fakat hali belirlemek için bir özeliğe daha gerek vardır. Bu özelik kapalı sistemler için birinci yasa bağıntısından (3-37 numaralı denklem) elde edilebilir:

$$Q - W_{\text{diğer}} - W_s = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE$$

İncelenen kapalı sistem hareketsizdir, ($\Delta KE = \Delta PE = 0$) ve sadece sınır işi sözkonusudur ($W_{\text{diğer}} = 0$). Sabit basınçta bir hal değişiminin gerçekleştiği kapalı bir sistemde, $\Delta U + W_s = \Delta H$ olduğu için:

$$Q = m(h_2 - h_1)$$
$$3120\ \text{kJ} = (1.2\ \text{kg})(h_2 - 125.79\ \text{kJ/kg})$$
$$h_2 = 2725.79\ \text{kJ/kg}$$

bulunur. Bu durumda,

2 Hali (son hal): $P_2 = 100$ kPa, $h_2 = 2725.79$ kJ/kg → $s_2 = 7.4861$ kJ/(kg·K) (Tablo A–6, doğrusal oranlama)

olmaktadır. Böylece suyun bu hal değişimi sırasındaki entropi değişimi, 6-29 numaralı denklemden şöyle hesaplanır:

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) = (12\ \text{kg})[(7.4861 - 0.4369)\ \text{kJ/(kg·K)}]$$
$$= 8.459\ \text{kJ/K}$$

ÖRNEK 6-9

7 MPa basınç ve 450 °C sıcaklıktaki su buharı bir vanada kısılarak 3 MPa basınca düşürülmektedir. Akışın sürekli olduğunu kabul ederek kısılma işlemi sırasındaki entropi üretimini hesaplayın. Entropinin artışı ilkesinin sağlandığını doğrulayın.

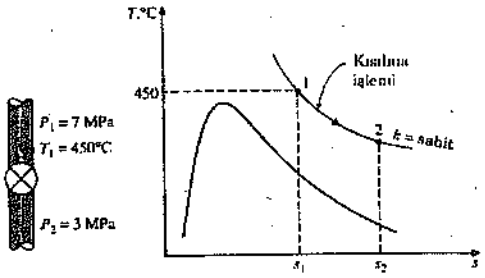
Çözüm Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin *T-s* diyagramında gösterimi Şekil 6-39'da verilmiştir. Kısılma vanalarının sabit entalpi (h = sabit) sistemleri olduğu hatırlanırsa, su buharının giriş ve çıkıştaki entropileri belirlenebilir:

1 Hali (giriş hali): $P_1 = 7$ MPa, $T_1 = 450$ °C → $h_1 = 3287.1$ kJ/kg, $s_1 = 6.6327$ kJ/(kg·K) (Tablo A-6)

2 Hali (çıkış hali): $P_2 = 3$ MPa, $h_2 = h_1$ → $s_2 = 6.9919$ kJ/(kg·K) (Tablo A-6)

Kısılma işlemi sırasında ısı geçişi genellikle ihmal edilir. Bu durumda 6-18 numaralı denklem basitleşir:

$$S_{\text{üretim}} = S_ç - S_g + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}}^{\,0} = s_2 - s_1$$



ŞEKİL 6-39
Örnek 6-9'un genel çizimi ve *T-s* diyagramı.

Böylece,

$$s_{\text{üretim}} = (6.9919 - 6.6327)\ \text{kJ/(kg·K)} = 0.3592\ \text{kJ/(kg·K)}$$

bulunur. Bu değer, su buharı ilk halden son hale kısılırken birim kütlesi başına üretilen entropidir ve nedeni kısıtlamasız genişlemedir.

Toplam entropi değişimi eksi olmadığı için, entropinin artış ilkesi bu hal değişimi sırasında sağlanmış olmaktadır.

Saf Maddelerin İzantropik Hal Değişimleri

Sabit bir kütlenin entropisinin sadece ısı geçişi ve tersinmezlikler sonucu değişebileceği daha önce belirtilmişti. Bu nedenle belirli bir kütlenin entropisinin, içten tersinir ve adyabatik bir hal değişimi sırasında değişmeyeceği açıktır. Bu tür bir hal değişimi aynı zamanda izantropik (sabit entropili) hal değişimi diye adlandırılır ve *T-s* diyagramında dikey bir doğru olarak gösterilir.

Pompa, türbin, lüle, yayıcı gibi birçok makine hemen hemen adyabatik olarak çalışırlar ve en yüksek verime sürtünme ve benzeri tersinmezlikler en aza indirildiğinde ulaşırlar. Bu nedenle izantropik hal değişimi, gerçek hal değişimi için uygun bir modeldir. Ayrıca, izantropik hal değişimlerini bu makinelerde gerçekleşebilecek hal değişimlerinin üst sınırı kabul ederek verim tanımları yapmak olanaklıdır. Bu gerekçeler izantropik hal değişimlerini incelemek için yeterlidir.

Bir sonraki başlık altında ele alınacak bir iki özel durum dışında, saf maddelerin izantropik hal değişimleri için kullanılabilecek tek bağıntı,

$$s_2 = s_1 \qquad \text{[kJ/(kg·K)]} \qquad (6\text{-}31)$$

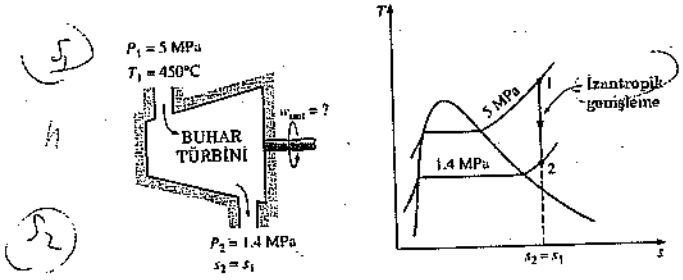
olmaktadır. Sözlü anlatımla, izantropik bir hal değişimi sırasında bir maddenin ilk haldeki entropisi son haldeki entropisine eşit olacaktır.

Tersinir adyabatik bir hal değişimi izantropik ($s_2 = s_1$) olmak zorundadır, fakat izantropik bir hal değişiminin mutlaka tersinir adyabatik olması gerekmez. Örneğin, maddenin tersinmezlikler sonucunda artan entropisi, ısı kaybı sonucunda azalan entropisiyle dengelenebilir. Fakat *izantropik hal değişimi* terimi termodinamikte geleneksel olarak *içten tersinir, adyabatik hal değişimini* belirtmek için kullanılmaktadır.

ÖRNEK 6-10

Su buharı sürekli akışlı adyabatik bir türbine 5 MPa basınç ve 450 °C sıcaklıkta girmekte ve 1.4 MPa basınçta çıkmaktadır. Akışın tersinir, kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edilebilir olduğunu kabul ederek, türbindeki akış sırasında buharın birim kütlesi tarafından yapılan işi hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin *T-s* diyagramında gösterimi Şekil 6-40'ta verilmiştir. Türbinde yapılan iş; sürekli akışlı açık sistemde enerjinin korunumu ilkesini birim kütle için ifade eden 4-23 numaralı denklemi kullanarak hesaplanabilir:



ŞEKİL 6-40
Örnek 6-10'un genel çizimi ve *T-s* diyagramı.

$$q^{\nearrow 0} - w = \Delta h + \Delta ke^{\nearrow 0} + \Delta pe^{\nearrow 0}$$

$$w = h_1 - h_2$$

Böylece işi hesaplamak için giriş ve çıkış hallerindeki entalpilerin bulunması yeterlidir.

1 Hali (giriş hali): $P_1 = 5$ MPa, $T_1 = 450$ °C → $h_1 = 3316.2$ kJ/kg, $s_1 = 6.8186$ kJ/(kg·K) (Tablo A-6)

Son halde sadece bir özeliğin değeri (basınç) bilinmektedir, bu da halin belirlenmesi için yeterli değildir. Fakat akışın tersinir ve adyabatik olduğu verilmiştir, bu nedenle hal değişimi izantropiktir, başka bir deyişle sabit entropide gerçekleşir. Böylece $s_2 = s_1 = 6.8186$ kJ/(kg · K) olmaktadır. Çıkış halinde basınç ve entropi bilindiğinden dolayı hal belirlidir, entalpi bulunabilir:

2 Hali (çıkış hali): $P_2 = 14$ MPa, $s_2 = 6.8186$ kJ/(kg·K) → $h_2 = 2966.6$ kJ/K (Tablo A-6, doğrusal oranlama)

Böylece, $w = (3316.2 - 2966.6)$ kJ/kg

$= 349.6$ kJ/kg

elde edilir. Bu değer türbinden akan su buharının birim kütlesi için yapılan işi verir.

6-9 ■ SIVI VE KATILARIN ENTROPİ DEĞİŞİMLERİ

Sıvı ve katıların *sıkıştırılamaz madde* kabul edilebileceği Bölüm 3-9'da açıklanmıştı, bunun nedeni sıvı ve katıların hacimlerinin bir hal değişimi sırasında neredeyse sabit kalmalarıdır. Böylece, katı ve sıvılar için

$dv = 0$ alınabilir. Ayrıca sıkıştırılamaz maddeler için $C_p = C_v = C$ olduğu gözönüne alınır ve $du = C\,dT$ bağıntısı kullanılırsa, 6-26 numaralı denklem aşağıda gösterildiği gibi basitleştirilebilir:

$$ds = \frac{du}{T} = \frac{C\,dT}{T}$$

Bir hal değişimi sırasındaki entropi değişimi bu denklemi integre ederek bulunabilir:

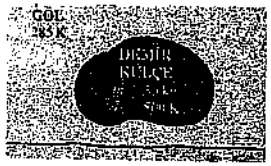
$$s_2 - s_1 = \int_1^2 C(T)\frac{dT}{T} \qquad \text{[kJ/(kg·K)]} \qquad (6\text{-}32)$$

Sıvı ve katıların özgül ısısı C genellikle sıcaklığa bağlıdır, bu nedenle integrasyonu yapabilmek için özgül ısının sıcaklıkla değişimini veren fonksiyonun bilinmesi gerekir. Bununla birlikte, birçok durumda C sabit kabul edilip verilen sıcaklık aralığında ortalama bir değeri alınabilir. Bu kabul yapılırsa, 6-32 numaralı denklem integre edilerek aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$s_2 - s_1 = C_{ort}\ln\frac{T_2}{T_1} \qquad \text{[kJ/(kg·K)]} \qquad (6\text{-}33)$$

Sıkıştırılamaz bir maddenin entropi değişimi sadece sıcaklığın fonksiyonudur. 6-33 numaralı denklemi kullanarak, katı ve sıvı maddelerin entropi değişimleri oldukça hassas bir biçimde hesaplanabilir.

ÖRNEK 6-11



ŞEKİL 6-41
Örnek 6-11'in genel çizimi.

50 kg kütlesi olan, 500 K sıcaklığında bir demir döküm parça, 285 K sıcaklıktaki büyük bir göle atılmaktadır (Şekil 6-41). Demir külçe bir süre sonra göldeki suyla ısıl dengeye gelmektedir. Demirin ortalama özgül ısısının 0.45 kJ/(kg · K) olduğunu kabul ederek, (a) demir külçenin entropi değişimini, (b) göl suyunun entropi değişimini, (c) bu hal değişimi için toplam entropi değişimini hesaplayın.

Çözüm Demir külçenin ve göl suyunun entropi değişimlerini hesaplamak için önce son haldeki denge sıcaklığının bilinmesi gerekir. Gölün ısıl kapasitesi demir külçeye oranla çok daha büyük olduğundan, göl suyu demir külçenin verdiği tüm ısıyı sıcaklığı değişmeden alabilir. Başka bir deyişle, göl bir ısıl enerji deposu kabul edilebilir. Bu nedenle demir külçe 285 K sıcaklığa düşerken, gölün suyu 285 K sıcaklıkta kalacaktır. Entropi değişimleri aşağıda hesaplanmıştır:

(a) Tüm katı maddeler gibi demir de sıkıştırılamaz madde kabul edilebilir, bu durumda entropi değişimi 6-33 numaralı denklemle hesaplanacaktır:

$$\Delta S_{demir} = m(s_2 - s_1) = mC_{ort}\ln\frac{T_2}{T_1}$$

$$= (50\text{ kg})[0.45\text{ kJ/(kg·K)}]\ln\frac{285\text{ K}}{500\text{ K}}$$

$$= -12.65\text{ kJ/K}$$

(b) Bir ısıl enerji deposu olarak gölün entropi değişimi 6-6 numaralı denklemden hesaplanabilir. Fakat önce göle geçen ısının bulunması gerekir. Kapalı sistem olarak demir külçe gözönüne alınır, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse, enerjinin korunumu ilkesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Q - W = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE$$

$$Q_{demir} = mC_{ort}(T_2 - T_1) = (50\text{ kg})[0.45\text{ kJ/(kg·K)}][(285 - 500)\text{ K}]$$

$$= -4837.5\text{ kJ}$$

Böylece aşağıdaki sonuçlar elde edilir:

$$Q_{göl} = -Q_{demir} = +4837.5\text{ kJ}$$

ve

$$\Delta S_{göl} = \frac{Q_{göl}}{T_{göl}} = \frac{+4837.5\text{ kJ}}{285\text{ K}} = 16.97\text{ kJ/K}$$

(c) Bu hal değişimi için toplam entropi değişimi yukarıda ayrı ayrı bulunan entropi değişimlerinin toplamıdır, çünkü göl ve demir külçesi birlikte adyabatik bir sistem oluşturmaktadır:

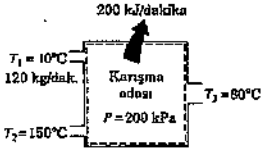
$$\Delta S_{toplam} = \Delta S_{demir} + \Delta S_{göl} = (-12.65 + 16.97)\text{ kJ/K}$$

$$= 4.32\text{ kJ/K}$$

Toplam entropi değişiminin artı olması, bu hal değişiminin tersinmez olduğunu göstermektedir.

ÖRNEK 6-12

Bir karışma odasına 10 °C sıcaklık ve 200 kPa basınçta, 120 kg/dakika debiyle giren su, burada 150 °C sıcaklık ve 200 kPa basınçta su buharıyla karışmaktadır. Karışım, karışma odasından 80 °C sıcaklık ve 200 kPa basınçta çıkmaktadır. Akış süreklidir. Karışma odasından 20 °C sıcaklıktaki çevre ortama 200 kJ/dakika ısı geçişi olmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal ederek, sürekli akışlı açık sistemdeki entropi üretimini hesaplayın.



ŞEKİL 6-42
Örnek 6-12'nin genel çizimi.

Çözüm Sürekli akışlı açık sistemin genel çizimi ve sistemin sınırları Şekil 6-42' de gösterilmiştir. Birim zamanda toplam entropi değişimi veya birim zamanda entropi üretimi 6-16 numaralı denklemden hesaplanabilir. Fakat önce kütlenin ve enerjinin korunumu denklemlerini (4-14 ve 4-19 numaralı denklemler) açık sisteme uygulayarak buhar debisinin hesaplanması gerekmektedir. $\dot{W} = 0$ olduğu gözönüne alınırsa,

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \longrightarrow \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

ve

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{m}_g h_g \longrightarrow \dot{Q} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$$

yazılabilir. Giriş ve çıkış hallerindeki özelikler tablolardan bulunur:

1 Hali (giriş hali): $T_1 = 10\text{ °C}$, $P_1 = 200\text{ kPa}$ → $h_1 \cong h_{f,\,10°C} = 42.01\text{ kJ/kg}$, $s_1 \cong s_{f,\,10°C} = 0.1510\text{ kJ/(kg·K)}$ (Tablo A-4)

2 Hali (giriş hali): $T_2 = 150\text{ °C}$, $P_2 = 200\text{ kPa}$ → $h_2 = 2768.8\text{ kJ/kg}$, $s_2 = 7.2795\text{ kJ/(kg·K)}$ (Tablo A-6)

3 Hali (çıkış hali) $T_3 = 80\text{ °C}$, $P_3 = 200\text{ kPa}$ → $h_3 \cong h_{f,\,80°C} = 334.91\text{ kJ/kg}$, $s_3 \cong s_{f,\,80°C} = 1.0753\text{ kJ/(kg·K)}$ (Tablo A-4)

Bu değerler yukarıda verilen enerjinin korunumu denklemine konursa,

$$-200\ \text{kJ/dakika} = (\dot{m}_2 + 120\ \text{kg/dakika})(334.91\ \text{kJ/kg}) - (120\ \text{kg/dakika})(42.01\ \text{kJ/kg}) - \dot{m}_2(2768.8\ \text{kJ/kg})$$

$$\dot{m}_2 = 14.52\ \text{kg/dakika}$$

bulunur. Toplam entropi üretimi 6-16 numaralı denklemi kullanarak hesaplanır:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_ç s_ç - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}}$$

veya

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}}$$

$$= (134.52\ \text{kg/dakika})[1.0753\ \text{kJ/(kg·K)}] - (120\ \text{kg/dakika})[0.1510\ \text{kJ/(kg·K)}] - (14.52\ \text{kg/dakika})[7.2795\ \text{kJ/(kg·K)}] + \frac{+200\ \text{kJ/dakika}}{293\ \text{K}}$$

$$= 21.51\ \text{kJ/(dakika·K)}$$

Böylece, karışma işlemi sırasında açık sistemde 21.51 kJ/(dakika · K) entropi üretimi olmaktadır. Entropi üretiminin nedenleri, iki akışın karışması (tersinmez bir hal değişimi) ve sonlu sıcaklık farkında karışma odasından çevreye ısı geçişidir. Sürekli akışlı karışma işlemi entropinin artışı ilkesine uygundur, çünkü toplam entropi değişimi veya entropi üretimi artıdır.

Katı ve Sıvıların İzantropik Hal Değişimleri

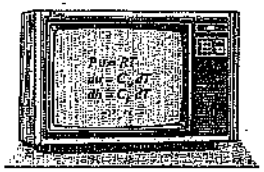
Katı ve sıvıların izantropik (sabit entropi) hal değişimleri için bir bağıntı, entropi değişimini veren 6-33 numaralı denklemi sıfıra eşitleyerek bulunabilir:

$$C_{\text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} = 0$$

ve

$$T_2 = T_1 \qquad (6\text{-}34)$$

Sözlü anlatımla, sıkıştırılamaz bir maddenin sıcaklığı izantropik bir hal değişimi sırasında sabit kalır. Bu nedenle, sıkıştırılamaz bir maddenin izantropik hal değişimi aynı zamanda izotermal veya sabit sıcaklıktadır. Katı ve sıvılar, açıklanan bu modele oldukça yakın bir davranış gösterirler.



ŞEKİL 6-43
Kanal MG'den bir program.

6-10 ■ MÜKEMMEL GAZLARIN ENTROPİ DEĞİŞİMLERİ

Mükemmel gazlar için özelik bağıntılarını (Şekil 6-43), 6-25 ve 6-26 numaralı denklemlerde kullanarak mükemmel gazın entropi değişimi için bir bağıntı elde edilebilir. $du = C_v\,dT$ ve $P = RT/v$ bağıntıları 6-25 numaralı denklemde yerine konursa, mükemmel gazın diferansiyel entropi değişimi,

$$ds = C_v \frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v}$$

şeklinde yazılabilir. Bir hal değişimi sırasındaki entropi değişimi bu bağıntıyı ilk ve son haller arasında integre ederek bulunur:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 C_v(T)\frac{dT}{T} + R\ln\frac{v_2}{v_1} \qquad (6\text{-}35)$$

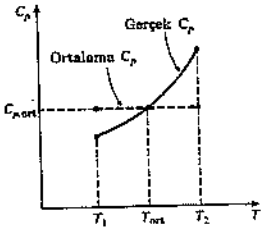
Mükemmel gazın entropi değişimi için ikinci bir bağıntı, $dh = C_p\,dT$ ve $v = RT/P$ bağıntılarını 6-26 numaralı denklemde yerine koyup integre ederek bulunur:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 C_p(T)\frac{dT}{T} - R\ln\frac{P_2}{P_1} \qquad (6\text{-}36)$$

Tek-atomlu gazlar dışında, mükemmel gazların özgül ısıları sıcaklığa bağlıdır. Bu nedenle 6-35 ve 6-36 numaralı denklemler, C_v *ve* C_p'nin sıcaklıkla nasıl değiştiğini bilmeden integre edilemez. $C_v(T)$ ve $C_p(T)$ fonksiyonları verilmiş olsa bile, her entropi değişimi hesabında bu integrasyonları yapmak zaman alıcıdır. Bu durumda elde iki seçenek kalmaktadır: Birinci seçenek, integrasyonları özgül ısıları sabit kabul ederek yapmaktır. İkinci seçenek ise, integralleri bir kez hesaplayıp tablolar hazırlamaktır. Her iki yol da aşağıda açıklanmıştır.

1 Sabit Özgül Isılar: Yaklaşık Çözüm

Mükemmel gazların özgül ısılarının sabit kabul edilmesi yaygın bir uygulamadır. Bu kitapta incelenen bazı örneklerde de hesaplar bu varsayıma dayanarak yapılmıştır. Mükemmel gazların özgül ısılarını sabit kabul etmek çözümlemeyi büyük ölçüde kolaylaştırır, bunun için ödenmesi gereken bedel de sonuçlardaki hassaslığın biraz azalmasıdır. Bu kabulün yol açtığı hatanın büyüklüğü incelenen probleme bağlıdır. Örneğin, helyum gibi tek atomlu bir gaz için özgül ısılar sıcaklıktan bağımsızdır, bu nedenle sabit özgül ısı varsayımı hataya yol açmaz. İnceleme aralığında, özgül ısıları sıcaklıkla doğrusal olarak değişen mükemmel gazlar için, olabilecek hata ortalama sıcaklıktaki özgül ısı değerini alarak küçültülür (Şekil 6-44). Birçok mükemmmel gaz için bu yolla bulunan sonuçlar, sıcaklık aralığı birkaç yüz dereceyi geçmiyorsa, yeterince hassastır.



ŞEKİL 6-44
Sabit özgül ısı kabulü altında, özgül ısı ortalama bir değerde sabit alınır.

Mükemmel gazların entropi değişimlerini sabit özgül ısı varsayımıyla ifade eden bağıntılar, 6-35 ve 6-36 numaralı denklemlerdeki $C_v(T)$ ve $C_p(T)$'yi ortalama değerleri gösteren $C_{v,\text{ort}}$ ve $C_{p,\text{ort}}$ ile değiştirerek elde edilir:

$$s_2 - s_1 = C_{v,\text{ort}} \ln\frac{T_2}{T_1} + R\ln\frac{v_2}{v_1} \qquad [\text{kJ/kg·K}] \qquad (6\text{-}37)$$

ve

$$s_2 - s_1 = C_{p,\text{ort}} \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1} \qquad [\text{kJ/kg·K}] \qquad (6\text{-}38)$$

Birim mol için entropi değişimleri yukarıdaki bağıntıları mol kütlesiyle çarparak benzer biçimde yazılabilir:

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \overline{C}_{v,\text{ort}} \ln\frac{T_2}{T_1} + R_u \ln\frac{v_2}{v_1} \quad \text{[kJ/kmol · K)]} \qquad (6\text{-}39)$$

ve

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \overline{C}_{p,\text{ort}} \ln\frac{T_2}{T_1} - R_u \ln\frac{P_2}{P_1} \quad \text{[kJ/kmol · K)]} \qquad (6\text{-}40)$$

2 Değişken Özgül Isılar: Tam Çözüm

Bir hal değişimi sırasında büyük sıcaklık değişimleri oluyorsa ve mükemmel gazın özgül ısıları bu sıcaklık aralığında doğrusal olarak değişmiyorsa, sabit özgül ısı kabulü entropi değişimi hesaplarında önemli hatalara yol açabilir. Böyle durumlarda özgül ısıları sıcaklığın fonksiyonu olarak ifade eden hassas bağıntılar kullanılmalıdır. Bu tür bir hal değişimi sırasında entropi değişimi, $C_v(T)$ veya $C_p(T)$ bağıntılarını 6-35 veya 6-36 numaralı denklemlerde yerine koyarak integrasyonla hesaplanabilir.

Her hal değişimi için bu uzun integralleri yeniden hesaplamak yerine, bir kez hesaplayıp sonuçları tablolara aktarmak daha kullanışlı olacaktır. Bu amaçla, mutlak sıfır sıcaklığı referans noktası olarak seçilip $s°$ fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlansın:

$$s° = \int_0^T C_p(T)\frac{dT}{T} \qquad (6\text{-}41)$$

Bu tanıma göre, $s°$ sadece sıcaklığın fonksiyonudur ve mutlak sıfır sıcaklıkta değeri sıfırdır. Değişik gazlar için değişik sıcaklıklarda $s°$ değerleri 6-41 numaralı denklemle hesaplanmış ve Ek'te tablolarla verilmiştir. Bu tanımdan yararlanarak 6-36 numaralı denklemdeki integral şöyle yazılabilir:

$$\int_1^2 C_p(T)\frac{dT}{T} = s_2° - s_1°$$

Burada $s_2°$, $s°$'ın T_2'deki değeri, $s_1°$ ise T_1'deki değeri olmaktadır. Böylece,

$$s_2 - s_1 = s_2° - s_1° - R\ln\frac{P_2}{P_1} \quad \text{[kJ/kg · K)]} \qquad (6\text{-}42)$$

elde edilir. Dikkat edilirse, iç enerji ve entalpiden farklı olarak, mükemmel gazın entropisi sıcaklığın yanında özgül hacim veya basıncın da fonksiyonudur. Bu nedenle entropi sadece sıcaklığın fonksiyonu olarak tablolaştırılamaz. Tablolardaki $s°$ değerleri entropinin sıcaklıkla değişimini göstermektedir (Şekil 6-45). Entropinin basınçla değişimi 6-42 numaralı denklemin son terimiyle verilmektedir. Mükemmel gazın entropi değişimini ifade eden bir başka bağıntı da 6-35 numaralı denklem kullanılarak geliştirilebilir. Fakat bu kez bir başka fonksiyonun tanımlanması ve hesaplanarak tablolara aktarılması gerekecektir, bu da uygulamayı zorlaştırır.

6-42 numaralı denklem birim mol için de yazılabilir:

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{s}_2° - \bar{s}_1° - R_u\ln\frac{P_2}{P_1} \quad \text{[kJ/kmol · K)]} \qquad (6\text{-}43)$$

T, K	$\bar{s}°$, kJ/(kmol · K)
300	1.70203
310	1.73498
320	1.76690

(Tablo A-17)

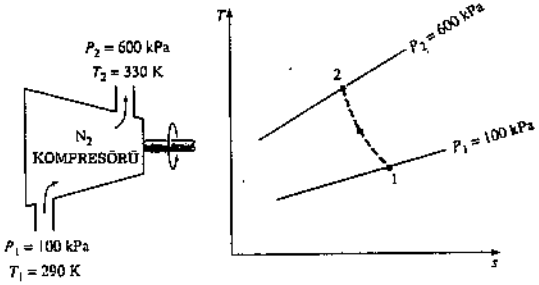
ŞEKİL 6-45
Mükemmel bir gazın entropisi hem T hem de P'ye bağlıdır. $s°$ fonksiyonu entropinin sadece sıcaklığa bağlı bölümünü göstérir.

6-42 ve 6-43 numaralı denklemler özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne aldığı için daha hassas sonuçlar vermektedir, bu nedenle entropi değişimi hesaplarında tercih edilmelidir.

ÖRNEK 6-13

Azot gazı sürekli akışlı açık bir sistemde, 100 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıktan 600 kPa basınç ve 57 °C sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma işlemi sırasında azotun entropi değişimini, (*a*) azot tablosundaki özelik değerlerini kullanarak, (*b*) ortalama özgül ısıları kullanarak hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin T-s diyagramında gösterimi Şekil 6-46'da verilmiştir. Verilen koşullarda azot mükemmel gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığında sıcaklığı yüksek, basıncı düşüktür (azot için, T_{cr} = −147 °C ve P_{cr} = 3390 kPa). Bu nedenle mükemmel gaz kabulü altında çıkarılan entropi değişimi bağıntıları bu probleme uygulanabilir.



ŞEKİL 6-46
Örnek 6-13'ün genel çizimi ve T-s diyagramı.

(*a*) Azot tablosunda (Tablo A-18) verilen özelikler birim-mol için verilmiştir. Bu nedenle azotun entropi değişimini 6-43 numaralı denklemle hesaplayıp sonuçları istenen birimlere dönüştürmek daha kolaydır (Şekil 6-47). Verilen sıcaklıklardaki $\bar{s}°$ değerleri tablodan okunur ve 6-43 numaralı denkleme konursa,

$$\begin{aligned}\bar{s}_2 - \bar{s}_1 &= \bar{s}_2° - \bar{s}_1° - R_u\ln\frac{P_2}{P_1}\\ &= [(194.459 - 190.695)\ \text{kJ/(kmol·K)}]\\ &\quad - [8.314\ \text{kJ/(kmol·K)}]\ln\frac{600\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\\ &= -11.133\ \text{kJ/(kmol·K)}\end{aligned}$$

bulunur. Bu değerler birim kütle için ifade edilirse,

$$s_2 - s_1 = \frac{\bar{s}_2 - \bar{s}_1}{M} = \frac{-11.133\ \text{kJ/(kmol·K)}}{28.013\ \text{kg/kmol}} = -0.3794\ \text{kJ/(kg·K)}$$

elde edilir.

$\bar{s}° = 194.459$ kJ/(kmol · K)
$M = 28.013$ kg/kmol
⇓
$s° = \frac{\bar{s}°}{M} = 6.942$ kJ/(kg · K)

ŞEKİL 6-47
Birim kütle ve birim mol için özelikler birbirlerine mol kütlesi M ile bağlıdırlar.

(*b*) Bu kez C_p değeri sabit kabul edilsin ve ortalama sıcaklık olan 37 °C sıcaklıktaki C_p değeri (Tablo A-2*b*) kullanılsın. Azotun sıkıştırma işlemi sırasındaki entropi değişimi 6-38 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$s_2 - s_1 = C_{p,\text{ort}} \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1}$$
$$= [1.0394\ \text{kJ/(kg·K)}]\ln\frac{330\ \text{K}}{290\ \text{K}} - [0.297\ \text{kJ/(kg·K)}]\ln\frac{600\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}$$
$$= -0.3978\ \text{kJ/(kg·K)}$$

İki yolla bulunan sonuçlar birbirine çok yakındır, bunun nedeni hal değişimi sırasındaki sıcaklık değişiminin küçük olmasıdır. Sıcaklık değişimi büyük olsaydı, sonuçlar birbirinden farklı olabilirdi. Sıcaklık değişiminin büyük olduğu durumlarda 6-38 numaralı denklem yerine 6-43 numaralı denklem kullanılmalıdır, çünkü bu denklem özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne almaktadır.

Mükemmel Gazların İzantropik Hal Değişimleri

Yukarıda verilen entropi değişimi bağıntılarını sıfıra eşitleyerek, mükemmel gazların izantropik hal değişimleri için birkaç bağıntı elde edilebilir. Konu önce özgül ısıların sabit alınma durumu, daha sonra değişken olmaları durumuna göre incelenecektir.

Sabit Özgül Isılar: Yaklaşık Çözüm

Özgül ısılar sabit kabul edilebildiği zaman, mükemmel gazların izantropik hal değişimleri için bağıntılar, 6-37 ve 6-38 numaralı denklemleri sıfıra eşitleyerek bulunur. 6-37 numaralı denklemden,

$$\ln\frac{T_2}{T_1} = -\frac{R}{C_v}\ln\frac{v_2}{v_1}$$

elde edilir. Bu denklem yeniden düzenlenirse,

$$\ln\frac{T_2}{T_1} = \ln\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{R/C_v}$$

veya

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \tag{6-44}$$

bulunur, çünkü $R = C_p - C_v$ ve $k = C_p/C_v$ olduğundan $R/C_v = k - 1$ olur.

6-44 numaralı denklem, özgül ısılar sabit kabul edildiği zaman mükemmel gazlar için elde edilebilecek *birinci izantropik bağıntıdır*. *İkinci izantropik bağıntı* 6-38 numaralı denklemden benzer bir yolla elde edilir ve sonuç aşağıda verilmiştir:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \tag{6-45}$$

Üçüncü izantropik bağıntı, 6-45 numaralı denklemi, 6-44 numaralı denkleme koyup sadeleştirerek bulunur:

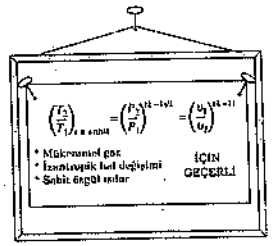
$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k} \tag{6-46}$$

6-44 ila 6-46 numaralı denklemler, daha sade bir biçimde, aşağıda gösterildiği gibi de yazılabilir:

$$Tv^{k-1} = \text{sabit} \tag{6-47a}$$
$$TP^{(1-k)/k} = \text{sabit} \tag{6-47b}$$
$$Pv^{k} = \text{sabit} \tag{6-47c}$$

Özgül ısıların oranı k, genelde sıcaklıkla değişir, bu nedenle bağıntılarda kullanılan k değeri, hal değişiminin gerçekleştiği sıcaklık aralığındaki ortalama k değeri olmalıdır.

Yukarıda verilen izantropik bağıntılar, adlarından da anlaşılacağı gibi, sadece özgül ısıların sabit kabul edilebileceği izantropik hal değişimleri için kullanılmalıdır (Şekil 6-48).



ŞEKİL 6-48
Mükemmel gazlar için izantropik bağıntılar sadece mükemmel gazlarla ilgili hal değişimleri için geçerlidir.

Değişken Özgül Isılar: Tam Çözüm

Yukarıda geliştirilen izantropik bağıntılar, özgül ısıların sabit kabul edilemediği durumlarda yeterli ölçüde hassas sonuçlar vermeyebilir. Bu gibi durumlarda, özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alan bir izantropik bağıntıyı, başka bir deyişle 6-42 numaralı denklemi kullanmak daha doğru olacaktır. Bu denklem sıfıra eşitlenirse,

$$0 = s_2^\circ - s_1^\circ - R\ln\frac{P_2}{P_1}$$

veya

$$s_2^\circ = s_1^\circ + R\ln\frac{P_2}{P_1} \tag{6-48}$$

elde edilir. Burada s_2°, izantropik hal değişiminin sonundaki s° değeridir. Yukarıdaki bağıntı özgül ısıların değiştiği durumlarda mükemmel gazların izantropik hal değişimleri için kullanılması gereken bağıntıdır.

Bağıl Basınç ve Bağıl Özgül Hacim

6-48 numaralı bağıntı, izantropik hal değişiminden geçen mükemmel bir gazın özelik değişimlerini hesaplamak için kullanılabilecek hassas bir bağıntıdır, çünkü özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alır. Fakat problemde ilk ve son haller için basınç oranı yerine özgül hacimlerin oranı veriliyorsa, zaman alan deneme yanılma işlemleri gerektirir. Özellikle optimizasyon çalışmalarında işlemlerin çok sayıda tekrarı gerektiğinden, bu bağıntının kullanımı zorlaşır. Bu zorluğu gidermek için, izantropik hal değişimleriyle ilgili iki yeni boyutsuz büyüklük tanımlanabilir.

Birinci boyutsuz büyüklük, 6-48 numaralı denklemi esas almaktadır. Bu denklem yeniden düzenlenirse,

$$\frac{P_2}{P_1} = \exp\frac{s_2^\circ - s_1^\circ}{R}$$

veya

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\exp(s_2^\circ/R)}{\exp(s_1^\circ/R)}$$

olmaktadır. Burada $\exp(s^\circ/R)$, **bağıl basınç** P_r olarak tanımlanır. Bu tanım yukarıdaki bağıntıda yerine konursa,

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{sabit}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \tag{6-49}$$

ŞEKİL 6-49
İzantropik hal değişimi sonundaki sıcaklığı hesaplamak için P_r değerlerinin kullanımı.

elde edilir. Bağıl basınç P_r'nin boyutsuz bir büyüklük olduğu vurgulanmalıdır. P_r sadece sıcaklığın fonksiyonudur, çünkü s° sadece sıcaklığa bağlıdır. Bu nedenle P_r'nin değişik sıcaklıklardaki değerlerini veren bir tablo hazırlanabilir. Bu değerler hava için Tablo A-17'de verilmiştir. P_r değerlerinin kullanımı Şekil 6-49'da açıklanmıştır.

Bazı problemlerde basınç oranı yerine özgül hacim oranı verilmiş olabilir. Bu durum özellikle, hacimsel oranların kullanıldığı otomobil motorlarının termodinamik çözümlemesi sırasında ortaya çıkar. Bu nedenle izantropik hal değişimleri sırasında özgül hacim oranlarıyla ilgili bir tanım yapılabilir. Bu işlem 6-49 numaralı denklemle mükemmel gaz hal denklemini birlikte kullanarak yapılabilir:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_2}{T_1}\frac{P_{r1}}{P_{r2}} = \frac{T_2/P_{r2}}{T_1/P_{r1}}$$

T/P_r sadece sıcaklığın fonksiyonu olup **bağıl özgül hacim** v_r olarak tanımlanmıştır. Böylece:

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{s=\text{sabit}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}} \tag{6-50}$$

6-49 ve 6-50 numaralı denklemler sadece mükemmel gazların izantropik hal değişimleri için geçerlidir. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne aldıkları için, sabit özgül ısı varsayımıyla geliştirilen 6-44 ila 6-47 numaralı denklemlere oranla daha hassas sonuçlar verirler. Hava için P_r ve v_r değerleri Tablo A-17'de verilmiştir.

ÖRNEK 6-14

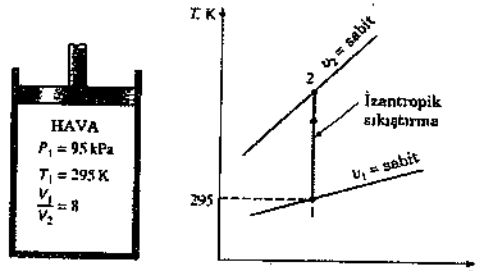
Hava, adyabatik bir piston-silindir düzeneğinde tersinir bir hal değişimiyle sıkıştırılmaktadır. Başlangıçta havanın sıcaklığı 22 °C, basıncı 95 kPa'dır. Piston-silindir düzeneğinin hacimsel sıkıştırma oranı $V_1/V_2 = 8$ olduğuna göre, havanın son haldeki sıcaklığını hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin T-s diyagramında gösterimi Şekil 6-50'de verilmiştir. Verilen koşullarda hava mükemmel bir gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığında, sıcaklığı yüksek, basıncı düşüktür (havanın ana bileşeni azot için $T_{cr} = -147$ °C ve $P_{cr} = 3390$ kPa). Bu nedenle mükemmel gazlar için geliştirilen izantropik bağıntılar bu probleme uygulanabilir.

Bu hal değişiminin izantropik olduğu kolayca anlaşılmaktadır, çünkü tersinir ve adyabatiktir. İzantropik hal değişimi için havanın son haldeki sıcaklığı, 6-50 numaralı denklemden, bağıl özgül hacim değerlerini (Tablo A-17) kullanarak hesaplanabilir (Şekil 6-51).

Kapalı bir sistem için: $\dfrac{V_2}{V_1} = \dfrac{v_2}{v_1}$

$T_1 = 295$ K'de: $v_{r1} = 647.9$



ŞEKİL 6-50
Örnek 6-14'ün genel çizimi ve T-s diyagramı.

6-50 numaralı denklemden:

$$v_{r2} = v_{r1}\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = (647.9)\left(\frac{1}{8}\right) = 80.99 \longrightarrow T_2 = 662.7 \text{ K}$$

Sıcaklık, bu hal değişimi sırasında 367.7 °C yükselmektedir.

İkinci çözüm yolu Son haldeki sıcaklık, havanın özgül ısısını sabit kabul ederek 6-44 numaralı denklemle de hesaplanabilir:

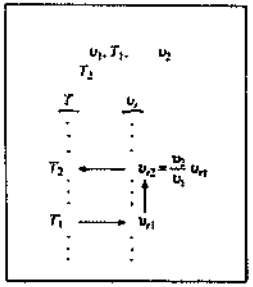
$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

Özgül ısıların oranı k da sıcaklığa bağlıdır ve denklemde ortalama sıcaklıktaki k değeri kullanılmalıdır. Fakat son haldeki sıcaklık ve buna bağlı olarak da ortalama sıcaklık bilinmemektedir. Bu tür problemlerde hesaplara başlangıç sıcaklığındaki k değeri veya tahmini bir k değeriyle başlanabilir. Daha sonra bu değer yeniden belirlenip işlemler tekrarlanabilir. Adyabatik sıkıştırma sonunda sıcaklığın önemli ölçüde artacağını tahmin edebiliriz. Ortalama sıcaklığın 450 K olduğunu kabul edelim. Bu sıcaklığa karşı gelen k değeri Tablo A-2b'den 1.391 olarak bulunur. Bu durumda son sıcaklık yukarıdaki denklemden,

$$T_2 = (295)\,(8)^{1.391-1} = 665.2 \text{ K}$$

olarak hesaplanır. Bu sonuca göre ortalama sıcaklık 480.1 K olmaktadır. Bu değer tahmin edilen 450 K değerine oldukça yakındır, bu nedenle hesapların yeni bir k değeriyle tekrar edilmesi gerekmez.

Bu problemde sabit özgül ısı kabul ederek bulunan sonuç yüzde 0.4 hatalıdır. İşlem sırasında sıcaklık sadece birkaç yüz derece artmaktadır. k değeri bu sıcaklık aralığında hemen hemen doğrusal olarak değişmektedir. Bu nedenle hatanın küçük olması şaşırtıcı değildir.

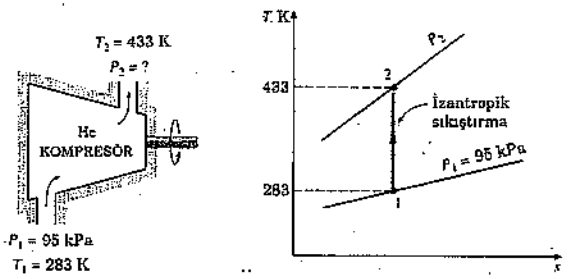


ŞEKİL 6-51
İzantropik hal değişimi sonundaki sıcaklığı hesaplamak için v_r değerlerinin kullanımı

ÖRNEK 6-15

Helyum gazı sürekli akışlı adyabatik bir kompresöre 95 kPa basınç ve 10 °C sıcaklıkta girmekte ve tersinir bir hal değişimiyle 160 °C sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Helyumun çıkış basıncını hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin T-s diyagramında gösterimi Şekil 6-52'de verilmiştir. Verilen koşullarda helyum mükemmel gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değeriyle karşılaştırıldığı zaman sıcaklığı çok yüksektir ($T_{cr} = -268$ °C). Hal değişimi adyabatik ve tersinirdir. Bu nedenle mükemmel



ŞEKİL 6-52
Örnek 6-15'in genel çizimi ve T-s diyagramı.

gazlar için çıkarılan izantropik bağıntılar kullanılabilir. Helyumun özgül ısılarının oranı k, 1.667'dir. Helyum tek atomlu bir gazdır ve mükemmel gaz olarak kabul edildiği aralıkta k değeri sıcaklıktan bağımsızdır. Böylece helyumun son haldeki sıcaklığı 6-45 numaralı denklem kullanılarak hesaplanır:

$$P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (95\ \text{kPa})\left(\frac{(160+273)\ \text{K}}{(10+273)\ \text{K}}\right)^{1.667/0.667} = 275\ \text{kPa}$$

6-11 ■ TERSİNİR SÜREKLİ-AKIŞ İŞİ

Isı geçişi ve iş yola bağımlı fonksiyonlardır. Başka bir deyişle, bir hal değişimi sırasında olan ısı geçişi ve iş sadece ilk ve son hallere değil, hal değişiminin izlediği ara hallere de bağlıdır. 3. Bölümde kapalı sistemlerle ilgili olarak tersinir (sanki-dengeli) hareketli sınır işi incelenmiş ve akışkan özeliklerini kullanarak 3-18 numaralı denklemle ifade edilmişti:

$$W_s = \int_1^2 P\,dV$$

Daha önce de belirtildiği gibi sanki-dengeli iş etkileşimleri iş üreten makinelerde en çok işin yapılmasına, iş tüketen makinelerde ise en az işin kullanılmasına yol açar.

Sürekli akışlı makinelerde de işin akışkan özelikleriyle ifade edilebilmesi hem kolaylık sağlayacak, hem de olayın fiziksel anlamının daha iyi anlaşılmasına yardımcı olacaktır.

Akışkanın içten tersinir bir hal değişiminden geçtiği sürekli akışlı bir sistemde enerjinin korunumu denklemi diferansiyel biçimde aşağıdaki gibi yazılır:

$$\delta q_{tr} - \delta w_{tr} = dh + dke + dpe$$

Ayrıca,

$$\left.\begin{array}{ll} \delta q_{tr} = T\,ds & (6\text{-}22a \text{ numaralı denklem}) \\ T\,ds = dh - v\,dP & (6\text{-}24 \text{ numaralı denklem}) \end{array}\right\} \quad \delta q_{tr} = dh - v\,dP$$

olmaktadır. Bu bağıntılar enerjinin korunumu denkleminde yerine konur ve dh yokedilirse,

$$-\delta w_{tr} = v\,dP + dke + dpe$$

bulunur. Giriş (1) ve çıkış (2) halleri arasında integral alınırsa,

$$w_{tr} = -\int_1^2 v\,dP - \Delta ke - \Delta pe \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (6\text{-}51)$$

elde edilir. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse, bu bağıntı,

$$w_{tr} = -\int_1^2 v\,dP \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (6\text{-}52)$$

olarak yazılabilir. 6-51 ve 6-52 numaralı denklemler sürekli akışlı bir sistemde, içten tersinir bir hal değişimi sırasında yapılan tersinir işi ifade etmektedirler. Bu denklemlerdeki $v\,dP$ terimiyle kapalı sistem için verilen bağıntıdaki $P\,dv$ terimi arasındaki benzerlik ilginçtir. Bu iki terim birbiriyle karıştırılmamalıdır, $P\,dv$ kapalı sistemde tersinir sınır işini göstermektedir (Şekil 6-53).

6-51 numaralı denklemdeki integrasyonu yapabilmek için, v'nin P'nin fonksiyonu olarak nasıl değiştiğini bilmek gerekir. *Sıkıştırılamaz bir akışkan* sözkonusuysa özgül hacim v hal değişimi sırasında sabit kalır ve integral dışına alınabilir. Bu durumda 6-51 numaralı denklem aşağıdaki şekli alır:

$$w_{tr} = v(P_1 - P_2) - \Delta ke - \Delta pe \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (6\text{-}53)$$

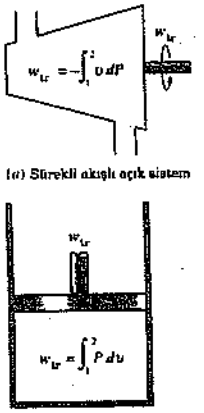
Bir sıvının borudaki veya lüledeki sürekli akışı gibi, iş etkileşiminin olmadığı bir sistemde, iş terimi sıfırdır ve yukarıdaki denklem şöyle yazılabilir:

$$v(P_2 - P_1) + \frac{\mathbf{V}_2^2 - \mathbf{V}_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0 \qquad (6\text{-}54)$$

Bu denklem akışkanlar mekaniğinde **Bernoulli denklemi** diye bilinir. 6-54 numaralı denklem içten tersinir akış için geliştirilmiştir, bu nedenle, sürtünme veya şok dalgalarının etkili olmadığı sıkıştırılamaz akışlara uygulanabilir. Bununla birlikte denklemde değişiklikler yapılarak yukarıda belirtilen etkilere de denklemde yer verilebilir.

6-52 numaralı denklemin mühendislikte yaygın olarak kullanılan türbin, kompresör ve pompa gibi sürekli akışlı makinelerin çözümlemesinde büyük önemi vardır. Bu denklemden açıkça görüleceği gibi, tersinir sürekli akış işi akışkanın özgül hacmiyle yakından ilgilidir. *Makinede akan akışkanın özgül hacminin daha büyük olması, tersinir işin daha fazla olması anlamındadır* (Şekil 6-54). Bu sonuç gerçek akım makineleri için de geçerlidir. Bu nedenle, sıkıştırma işlemi sırasında akışkanın özgül hacmini olabildiğince küçük tutarak işi azaltmaya, genişleme işlemi sırasında da akışkanın özgül hacmini olabildiğince büyük tutarak işi artırmaya çabalamak gerekir.

Buharlı veya gaz türbinli güç santrallerinde, pompa veya kompresördeki basınç artışıyla türbindeki basınç düşüşü, diğer elemanlardaki basınç kayıplarını gözardı edersek, eşittir. Buharlı güç santrallerinde, pompadaki akışkan sıvıdır (su) ve özgül hacmi çok küçüktür. Öte yandan türbindeki akışkan su buharıdır ve özgül hacmi çok daha büyüktür. Bu nedenle türbinde yapılan iş, pompaya verilen işe oranla çok daha fazladır. Buharlı güç santrallerinin elektrik üretiminde çok yaygın olarak kullanılmasının nedenlerinden biri de budur.



ŞEKİL 6-53
Kapalı ve sürekli akışlı açık sistemler için tersinir iş bağıntıları.

$$W = -\int_1^2 v\,dP$$
$$W = -\int_1^2 v\,dP$$
$$W = -\int_1^2 v\,dP$$

ŞEKİL 6-54
Özgül hacim ne kadar büyük olursa, sürekli akış makinesinin işi de o kadar büyük olur.

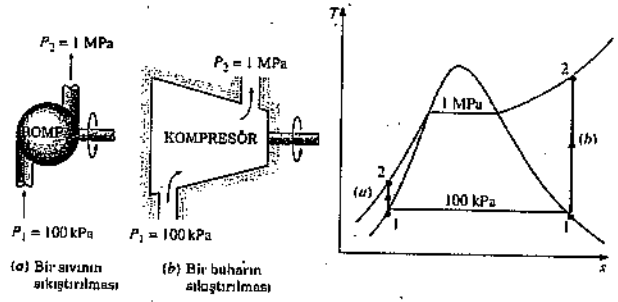
Yoğuşturucuda çevreye verilen ısıyı "kazanmak" için, türbinden çıkan buharı yoğuşturmak yerine doğrudan türbin giriş basıncına sıkıştırsaydık, yapmamız gereken iş türbinden elde ettiğimiz işe eşit olurdu. Hatta genişleme ve sıkıştırma işlemlerindeki tersinmezliklerden dolayı daha da fazla olurdu.

Gaz türbini kullanan güç santrallerinde, çevrimde dolaşan akışkan (hava), hem genişleme hem de sıkıştırma sırasında gaz fazındadır. Bu nedenle türbinde üretilen işin önemli bir bölümü kompresörde kullanılır. Bunun sonucu olarak gaz türbini çevrimlerinde birim akışkan kütlesi için yapılan net iş, buhar türbini çevrimlerinde birim akışkan kütlesi için yapılan net işe oranla daha küçüktür.

ÖRNEK 6-16

Suyu 100 kPa basınçtan 1 MPa basınca sürekli akışlı bir sistemde izantropik olarak sıkıştırmak için gerekli işi, suyun ilk halde (*a*) doymuş sıvı, (*b*) doymuş buhar olduğunu kabul ederek hesaplayın. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal edin.

Çözüm Pompa ve kompresörün genel çizimleriyle hal değişimlerinin *T-s* diyagramında gösterimi Şekil 6-55'te verilmiştir. Aracı akışkan sıvı olduğu için pompadaki işin çok daha az olması beklenmektedir. Sıkıştırmanın tersinir olduğu, kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edilebileceği problemde belirtilmiştir. Bu nedenle 6-52 numaralı denklem kullanılabilir.



ŞEKİL 6-55
Örnek 6-16'nın genel çizimi ve *T-s* diyagramı.

(a) Bu durumda su başlangıçta doymuş sıvı halindedir, özgül hacmi Tablo A-5'ten bulunabilir.

$$v_1 = v_{f,\,100\,\text{kPa}} = 0.001043\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Özgül hacim, hal değişimi sırasında yaklaşık olarak sabit kalmaktadır. Bu nedenle,

$$w_{tr} = -\int_1^2 v\,dP \cong v_1(P_1 - P_2)$$

$$= (0.001043\ \text{m}^3/\text{kg})[(100 - 1000)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= -0.94\ \text{kJ/kg}$$

bulunur.

(*b*) Bu kez su başlangıçta doymuş buhar halindedir ve sıkıştırma sırasında buhar halinde kalır. Bir gazın özgül hacmi sıkıştırma sırasında önemli ölçüde değiştiği için, 6-52 numaralı denklemdeki integrali hesaplayabilmek için v'nin P'ye göre nasıl değiştiğini bilmek gerekir. Bu fonksiyon genellikle kolayca elde edilemez. Fakat izantropik bir hal değişimi için, ikinci $T\,ds$ bağıntısında ds'yi sıfıra eşitleyerek,

$$\left.\begin{array}{ll} T\,ds = dh - v\,dP & \text{(6-24 numaralı denklem)} \\ ds = 0 & \text{(izantropik hal değişimi)} \end{array}\right\} \quad v\,dP = dh$$

elde edilir. Böylece,

$$w_{tr} = -\int_1^2 v\,dP = -\int_1^2 dh = h_1 - h_2$$

olur. Bu sonuç, akışın izantropik olduğu sürekli akışlı açık sisteme birinci yasayı uygulayarak da elde edilebilir. İlk ve son hallerdeki entalpiler tablolardan belirlenebilir:

1 Hali (Giriş hali): $\left.\begin{array}{l} P_1 = 100\ \text{kPa} \\ \text{(doymuş buhar)} \end{array}\right\}$ $\begin{array}{l} h_1 = 2675.5\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 7.3594\ \text{kJ/(kg·K)} \end{array}$ (Tablo A-5)

2 Hali (Çıkış hali): $\left.\begin{array}{l} P_2 = 1\ \text{MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}\right\}$ $h_2 = 3195.45\ \text{kJ/kg}$ (Tablo A-6)

Böylece, $w_{tr} = (2675.5 - 3195.45)\ \text{kJ/kg} = -519.95\ \text{kJ/kg}$

Başka bir anlatımla, aynı basınç sınırları arasında suyu buhar fazında sıkıştırmak, suyu sıvı fazında sıkıştırmaya oranla 500 kat daha fazla iş gerektirmektedir.

Akım Makinelerinde En Uygun İş Etkileşiminin Tersinir Bir Hal Değişimi Sırasında Gerçekleştiğinin Kanıtlanması

5. Bölümde, ısı makinesi çevrimlerinde en çok işin hal değişimleri tersinir olduğu zaman gerçekleştiği, ısı pompası ve soğutma makinesi çevrimlerinde ise en az işin hal değişimleri tersinir olduğu zaman gerektiği gösterilmişti. Çevrimler için kanıtlanan bu olgunun, çevrimleri oluşturan türbin, kompresör gibi sürekli akışlı açık sistemde çalışan makineler için de geçerli olduğu aşağıda gösterilecektir.

Biri tersinir, diğeri tersinmez olmak üzere, aynı giriş ve çıkış koşullarına sahip iki sürekli akış makinesi ele alınsın. Bu makineler için enerjinin korunumu denklemi diferansiyel olarak yazılırsa,

Gerçek: $\delta q_{\text{gerçek}} - \delta w_{\text{gerçek}} = dh + dke + dpe$

Tersinir: $\delta q_{tr} - \delta w_{tr} = dh + dke + dpe$

elde edilir. Bu denklemlerin sağ tarafları eşittir, çünkü her iki makinenin giriş ve çıkış koşulları aynıdır. Böylece aşağıdaki denklemler yazılabilir:

$$\delta q_{\text{gerçek}} - \delta w_{\text{gerçek}} = \delta q_{\text{tr}} - \delta w_{\text{tr}}$$

veya $$\delta w_{\text{tr}} - \delta w_{\text{gerçek}} = \delta q_{\text{tr}} - \delta q_{\text{gerçek}}$$

Fakat $$\delta q_{\text{tr}} = T\,ds$$

olduğu gözönüne alınır ve bir önceki denklemin tüm terimleri T ile bölünürse,

$$\frac{\delta w_{\text{tr}} - \delta w_{\text{gerçek}}}{T} = ds - \frac{\delta q_{\text{gerçek}}}{T} \geq 0$$

elde edilir, çünkü,

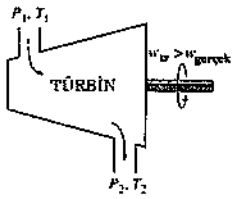
$$ds \geq \frac{\delta q}{T} \qquad \text{(Bkz. Dnk. 6-8)}$$

olmaktadır. Ayrıca T mutlak sıcaklık olup değeri her zaman artıdır. Bu nedenle,

$$\delta w_{\text{tr}} \geq \delta w_{\text{gerçek}} \qquad (6\text{-}55)$$

veya $$w_{\text{tr}} \geq w_{\text{gerçek}} \qquad (6\text{-}56)$$

olur. Böylece, türbin gibi iş yapan makinelerde (w artı) hal değişimleri tersinir olduğu zaman daha çok iş yapılır, pompa veya kompresör gibi iş gerektiren makinelerde (w eksi) hal değişimleri tersinir olduğu zaman daha az iş gerekir (Şekil 6-56).



ŞEKİL 6-56
Aynı giriş ve çıkış hallerine sahip iki türbinden tersinir olanı, tersinmez olandan daha çok iş yapar.

6-12 ■ KOMPRESÖR İŞİNİN EN AZA İNDİRİLMESİ

En az kompresör işinin sıkıştırma içten tersinir olarak yapıldığı zaman gerçekleştiği bir önceki paragrafta gösterilmişti. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman, kompresör işi 6-52 numaralı denklemle verilmektedir:

$$w_{\text{tr}} = -\int_1^2 v\,dP$$

Kompresör işini en aza indirmenin bir yolu, doğal olarak, sürtünme, çalkantı (türbülans) ve sanki-dengeli-olmayan sıkıştırma gibi tersinmezlikleri en aza indirerek içten tersinir bir hal değişimine yaklaşmaktır. Bunun ne ölçüde yapılabileceği ekonomik etkenlere bağlıdır. Fakat daha kolay uygulanabilecek bir yöntem, sıkıştırma sırasında gazın özgül hacmini olabildiğince küçük tutmaktır. Bu da gazın sıcaklığını düşürerek sağlanabilir, çünkü bir gazın özgül hacmi sıcaklıkla doğru orantılıdır. Bu nedenle kompresör işini azaltmak, gazın sıkıştırılırken soğutulmasını gerektirir.

Sıkıştırma işlemi sırasında soğutmanın etkisini daha iyi anlayabilmek için, üç değişik hal değişimi sırasında yapılan sıkıştırma işini inceleyelim: *İzantropik hal değişimi, politropik hal değişimi ve sabit sıcaklıkta hal değişimi*. Birincide ısı geçişi ve buna bağlı olarak soğutma yoktur. İkincide bir miktar soğutma vardır. Üçüncüde ise önemli ölçüde soğutma vardır. Her üç hal değişiminin de aynı basınçlar arasında

(P_1 ve P_2), içten tersinir olarak gerçekleştiği ve akışkanın mükemmel bir gaz olduğu ($Pv = RT$) kabul edilsin. Sıkıştırma işi, 6-52 numaralı denklem integre edilerek hesaplanabilir ve aşağıdaki sonuçlar elde edilir:

İzantropik ($Pv^k = sabit$):

$$w = \frac{kR(T_1 - T_2)}{k-1} = \frac{kRT_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}\right] \qquad (6\text{-}57a)$$

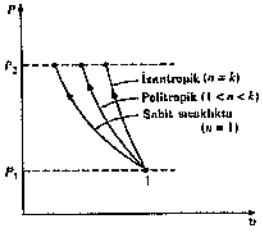
Politropik ($Pv^n = sabit$):

$$w = \frac{nR(T_1 - T_2)}{n-1} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}\right] \qquad (6\text{-}57b)$$

Sabit sıcaklıkta (izotermal, $Pv = sabit$):

$$w = RT \ln \frac{P_1}{P_2} \qquad (6\text{-}57c)$$

Hal değişimlerinin aynı giriş ve çıkış basınçları için P-v diyagramında çizimleri Şekil 6-57'de gösterilmiştir. P-v diyagramında hal değişimi eğrisinin solunda kalan alan $v\,dP$'nin integralidir, başka bir deyişle, sürekli akışlı sıkıştırma işini göstermektedir. Bu diyagramdan görüldüğü gibi, üç tersinir hal değişiminden adyabatik sıkıştırma ($Pv^k = sabit$) en çok işi, sabit sıcaklıkta sıkıştırma ($T = sabit$ veya $Pv = sabit$) ise en az işi gerektirmektedir. Politropik sıkıştırma için gerekli iş bu ikisinin arasında olup, n küçüldükçe, başka bir deyişle çevreye ısı geçişi arttıkça, azalmaktadır. Politropik hal değişiminde $n = 1$ olduğu zaman hal değişimi sabit sıcaklıkta olmaktadır. Sıkıştırma sırasında akışkanı soğutmanın yollarından biri kompresör gövdesi içine soğutma bölmeleri yerleştirmektir.

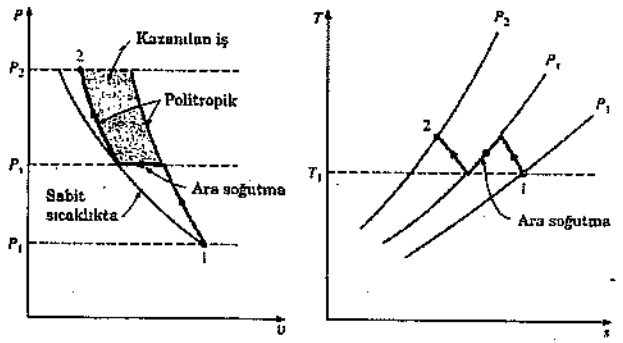


ŞEKİL 6-57
Aynı basınç aralığında gerçekleşen izantropik, politropik ve sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemlerinin P-v diyagramları.

Ara Soğutmalı Kademeli Sıkıştırma

Yukarıdaki açıklamalarda, sıkıştırılan bir gazı soğutmanın, sıkıştırma işini azaltacağı için yararlı olacağı belirtilmişti. Fakat genellikle kompresör gövdesi içinde yeterli soğutma yapmak mümkün olmaz ve başka etkili soğutma yöntemlerine başvurmak gerekir. Bu yöntemlerden biri de **ara soğutmalı kademeli sıkıştırmadır**. Bu yöntemde gaz birkaç kademede sıkıştırılır ve kademelerin arasında *arasoğutucu* adı verilen bir ısı değiştiricisinden geçirilerek soğutulur. Soğutma işlemi sabit basınçta gerçekleşir ve her soğutma işlemi sonunda gazın sıkıştırma öncesi sıcaklığına (T_1) getirilmesi amaçlanır. Ara soğutmalı kademeli sıkıştırma, özellikle gazlar yüksek basınçlara sıkıştırıldıkları zaman uygulanır.

Ara soğutmanın kompresör işi üzerindeki etkisi, Şekil 6-58'de P-v ve T-s diyagramlarında, iki kademeli bir kompresör için grafik yolla gösterilmiştir. Gaz birinci kademede P_1 basıncından P_x ara basıncına sıkıştırıldıktan sonra, sabit basınçta T_1 sıcaklığına soğutulmakta ve ikinci kademede P_2 basıncına sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma işlemi genellikle n üssünün 1 ile k arasında değiştiği politropik ($Pv^n = sabit$) bir



ŞEKİL 6-58
İki kademeli sürekli akışlı sıkıştırma işlemleri için *P-v* ve *T-s* diyagramları.

hal değişimi olarak modellenebilir. *P-v* diyagramındaki gölgeli alan, arasoğutmalı, iki kademeli sıkıştırma sonucunda geri kazanılan işi göstermektedir. Tek kademeli sabit sıcaklıkta sıkıştırma ve politropik sıkıştırma için eğriler de *P-v* diyagramında karşılaştırma amacıyla verilmiştir.

Gölgeli alanın büyüklüğü (geri kazanılan iş), ara basınç P_x ile değişmektedir, geri kazanılan işin en fazla olmasını sağlayacak P_x değerinin bulunması uygulama açısından önemlidir. İki kademeli kompresörün gerektirdiği iş, her kademede yapılması gereken işlerin toplamıdır. 6-57*b* numaralı denklem iki kademeye ayrı ayrı uygulanırsa,

$$w_k = w_{k,\mathrm{I}} + w_{k,\mathrm{II}}$$
$$= \frac{nRT_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{(n-1)/n}\right] + \frac{nRT_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{P_2}{P_x}\right)^{(n-1)/n}\right]$$

elde edilir. Bu bağıntıdaki tek değişken P_x'dir. Denklemin sağ tarafının P_x'e göre türevi alınır ve sıfıra eşitlenirse, w_k'nın en küçük değeri almasını sağlayacak P_x basıncı bulunabilir. Bu işlem yapılırsa,

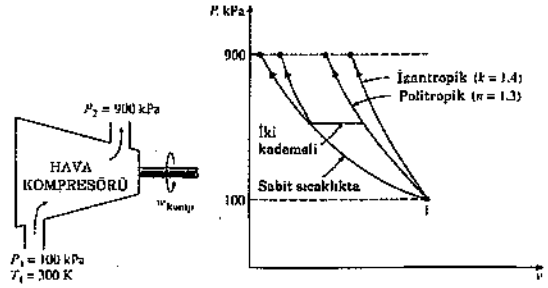
$$P_x = (P_1P_2)^{1/2} \qquad \text{veya} \qquad \frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x} \tag{6-58}$$

elde edilir. Başka bir anlatımla, *geri kazanılan işin en büyük değeri alması için, her iki kademenin basınç oranlarının eşit olması gerekmektedir.* Bu sağlandığı zaman her kademede yapılan iş eşit olmaktadır, başka bir deyişle, $w_{k,\mathrm{I}} = w_{k,\mathrm{II}}$ olmaktadır.

ÖRNEK 6-17

Hava sürekli akışlı, tersinir bir kompresörde 100 kPa basınç ve 300 K sıcaklıktan, 900 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Akışkanın birim kütlesi için sıkıştırma işini, sıkıştırmanın (*a*) $k = 1.4$ olmak üzere izantropik, (*b*) $n = 1.3$ olmak üzere politropik, (*c*) sabit sıcaklıkta, (*d*) $n = 1.3$ olmak üzere tersinir, iki kademeli ve arasoğutmalı olması durumunda hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve hal değişimlerinin *P-v* diyagramında gösterimi Şekil 6-59'da verilmiştir. Verilen koşullarda hava mükemmel gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığı zaman sıcaklığı yüksek ve basıncı düşüktür (havanın ana bileşeni azot için $T_{cr} = -147$ °C ve $P_{cr} =$



ŞEKİL 6-59
Örnek 6-17'nin genel çizimi ve P-v diyagramı.

3390 kPa). Dört şık için de sıkıştırma işi, yukarıda geliştirilen bağıntıları kullanarak ayrı ayrı hesaplanacaktır:

(*a*) $k = 1.4$ olmak üzere izantropik sıkıştırma (6-57*a* numaralı denklem):

$$w = \frac{kRT_1}{k-1}\left[1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}\right]$$
$$= \frac{(1.4)[0.287\ \mathrm{kJ/(kg\cdot K)}](300\ \mathrm{K})}{1.4-1}\left[1-\left(\frac{900\ \mathrm{kPa}}{100\ \mathrm{kPa}}\right)^{(1.4-1)/1.4}\right]$$
$$= -263.2\ \mathrm{kJ/kg}$$

(*b*) $n = 1.3$ olmak üzere politropik sıkıştırma (6-57*b* numaralı denklem):

$$w = \frac{nRT_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n}\right]$$
$$= \frac{(1.3)[0.287\ \mathrm{kJ/(kg\cdot K)}](300\ \mathrm{K})}{1.3-1}\left[1-\left(\frac{900\ \mathrm{kPa}}{100\ \mathrm{kPa}}\right)^{(1.3-1)/1.3}\right]$$
$$= -246.4\ \mathrm{kJ/kg}$$

(*c*) Sabit sıcaklıkta sıkıştırma (6-57*c* numaralı denklem):

$$w = RT\ln\frac{P_2}{P_1} = [0.287\ \mathrm{kJ/(kg\cdot K)}](300\ \mathrm{K})\ln\frac{100\ \mathrm{kPa}}{900\ \mathrm{kPa}}$$
$$= -189.2\ \mathrm{kJ/kg}$$

(*d*) Tersinir iki kademeli ve arasoğutmalı sıkıştırma ($n = 1.3$). Bu durumda her iki kademedeki basınç oranı eşit olup, ara basınç 6-58 numaralı denklemle hesaplanabilir:

$$P_x = (P_1P_2)^{1/2} = [(100\ \mathrm{kPa})(900\ \mathrm{kPa})]^{1/2} = 300\ \mathrm{kPa}$$

Kademelerdeki kompresör işi de eşittir, bu nedenle toplam kompresör işi bir kademedeki işin iki katı olacaktır:

$$w = 2w_1 = 2\frac{nRT_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{(n-1)/n}\right]$$
$$= \frac{2(1.3)[0.287\ \mathrm{kJ/(kg\cdot K)}](300\ \mathrm{K})}{1.3-1}\left[1-\left(\frac{300\ \mathrm{kPa}}{100\ \mathrm{kPa}}\right)^{(1.3-1)/1.3}\right]$$
$$= -215.3\ \mathrm{kJ/kg}$$

Yukarıdan görüleceği gibi, sabit sıcaklıkta sıkıştırma en az işi, izantropik sıkıştırma da en çok işi gerektirmektedir. İki kademeli politropik sıkıştırma kullanıldığı zaman kompresör işi azalmaktadır. Kademe sayısı arttıkça, kompresör işi sabit sıcaklıkta sıkıştırma için bulunan değere yaklaşacaktır.

6-13 ▫ BAZI SÜREKLİ AKIŞLI MAKİNELERİN ADYABATİK VERİMLERİ

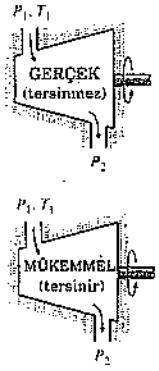
Daha önceki bölümlerde birçok kez tüm gerçek hal değişimlerinde varolan tersinmezliklerden ve bunların makinelerin verimlerini azaltıcı etkilerinden söz edilmişti. Mühendislik hesaplamalarında, tersinmezliklerin etkilerini nicel olarak ifade edecek bazı büyüklüklerin tanımlanması yararlı olacaktır. 5. Bölümde bu tür bir değerlendirme ısı makineleri ve soğutma makineleri gibi, bir çevrim gerçekleştirerek çalışan makineler için yapılmış, gerçek çevrimler Carnot çevrimi gibi mükemmel çevrimlerle karşılaştırılmıştı. Tümüyle tersinir hal değişimlerinden oluşan Carnot çevrimi, gerçek çevrimlerin karşılaştırılabileceği bir *model çevrim* oluşturmuştu. Mükemmeli simgeleyen bu model çevrim, verilen çalışma sınırları içinde gerçek çevrimlerin erişebilecekleri üst sınırları belirlememizi sağlamış, gerçek sistemlerin tersinmezlikler nedeniyle uğradığı kayıpları incelememize yardımcı olmuştu.

Bu bölümde çözümleme, sürekli akış koşullarında çalışan ve ısı makinesi, soğutma makinesi gibi sistemlerin parçalarını oluşturan türbin, kompresör, lüle gibi makineleri içine alacak biçimde genişletilecektir. Böylece bu makinelerde tersinmezliklerden kaynaklanan kayıplar incelenebilecektir. Fakat önce gerçek hal değişimleri için model oluşturacak mükemmel hal değişimini tanımlamak gerekecektir.

Her ne kadar normal çalışma sırasında bu makinelerle çevre ortam arasında bir miktar ısı geçişi olsa da, sürekli akış makinelerinin çoğunun adyabatik koşullara yakın koşullarda çalıştığı kabul edilebilir. Bu nedenle bu makineler için model hal değişimi adyabatik olmalıdır. Ayrıca mükemmel bir hal değişiminde tersinmezlikler yoktur, çünkü tersinmezlikler makinelerde kayıplara yol açar. Bu gerekçelerle *izantropik* hal değişimi sürekli akışlı makineler için mükemmeli simgeleyen bir model olarak seçilebilir (Şekil 6-60).

Gerçek hal değişimi, izantropik hal değişimine ne kadar yakın olursa, makinenin çalışması da o ölçüde 'iyi' olacaktır. Bu nedenle gerçek makinenin, modele ne ölçüde yaklaştığını sayısal olarak ifade eden bir parametrenin tanımlanmasında yarar vardır. Bu parametre **izantropik** veya **adyabatik verim** diye adlandırılır ve gerçek hal değişiminin izantropik hal değişiminden sapmasını gösterir.

Değişik makineler için adyabatik verim farklı biçimlerde tanımlanmıştır, çünkü bu makineler değişik amaçlara yöneliktir. Aşağıda türbin, kompresör veya lülenin adyabatik verimi, makinedeki gerçek hal değişimiyle aynı giriş hali ve çıkış basıncına sahip izantropik hal değişimini karşılaştırarak tanımlanacaktır.



ŞEKİL 6-60
İzantropik hal değişiminde tersinmezlikler yoktur ve adyabatik makinelerde gerçekleşen işlemler için ideal bir model oluşturur.

Türbinin Adyabatik Verimi

Sürekli akışlı bir türbin için akışkanın giriş haliyle çıkış basıncı belirlidir. Bu nedenle türbin için mükemmel hal değişimi giriş haliyle çıkış basıncı arasındaki izantropik hal değişimidir. Türbinde amaçlanan, iş üretimidir. Bu durumda **türbinin adyabatik verimi,** *türbinde yapılan gerçek işin, giriş hali ile çıkış basıncı arasında izantropik bir genişleme olması durumunda elde edilecek işe oranı* diye tanımlanmıştır. Bu bir bağıntı olarak ifade edilirse,

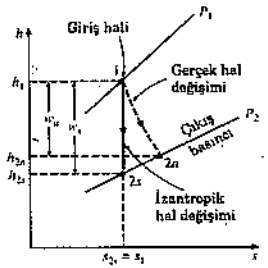
$$\eta_T = \frac{\text{gerçek türbin işi}}{\text{izantropik türbin işi}} = \frac{w}{w_s} \tag{6-59}$$

şeklinde yazılabilir. Türbinden geçen akışkanın kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişimler, genellikle entalpi değişimine oranla çok daha küçüktür, bu nedenle ihmal edilebilir. Bu durumda adyabatik bir türbinin işi entalpi değişimine eşit olacaktır ve yukarıdaki bağıntı şöyle yazılabilir:

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \tag{6-60}$$

Burada h_2 ve h_{2s}, sırasıyla gerçek ve izantropik hal değişimleri sonunda elde edilen entalpi değerleridir. Türbindeki gerçek ve izantropik hal değişimleri Şekil 6-61'de gösterilmiştir.

η_T'nin değeri türbini oluşturan parçaların tasarımıyla yakından ilgilidir. İyi tasarlanmış, büyük türbinlerin adyabatik verimleri yüzde 90'ın üzerindedir. Küçük türbinler için bu değer yüzde 70'e kadar düşebilir. Bir türbinin adyabatik verimi gerçek işi deneysel olarak ölçüp, giriş haliyle çıkış basıncı arasındaki izantropik işi hesapladıktan sonra belirlenir. Bu değer daha sonra güç santrallerinin tasarımında kullanılabilir.

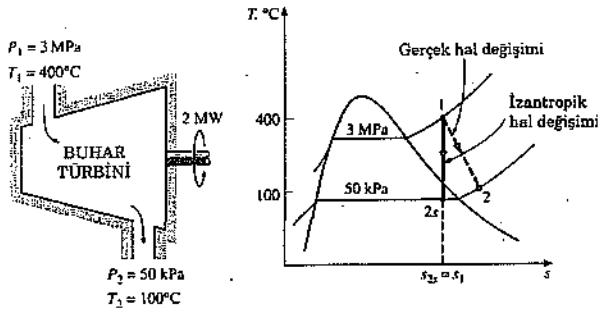


ŞEKİL 6-61
Adyabatik türbinde gerçek ve izantropik hal değişimlerinin *h-s* diyagramında gösterimi.

ÖRNEK 6-18

Su buharı sürekli akışlı bir adyabatik türbine 3 MPa basınç ve 400 °C sıcaklıkta girmekte, 50 kPa basınç ve 100 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Türbinin gücü 2 MW olup buharın türbindeki kinetik enerji değişimi ihmal edilebilir. (*a*) Türbinin adyabatik verimini, (*b*) türbinde akan su buharının kütle debisini hesaplayın.

Çözüm (*a*) Sistemin genel çizimi ve genişlemenin *T-s* diyagramında gösterimi Şekil 6-62'de verilmiştir. Türbin adyabatiktir, ayrıca akışın kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişim ihmal edilebilecek değerlerdedir. Bu nedenle adyabatik



ŞEKİL 6-62
Örnek 6-18'in genel çizimi ve *T-s* diyagramı.

verim 6-6 numaralı denklemden bulunabilir, fakat öncelikle giriş ve çıkıştaki entalpilerin belirlenmesi gerekmektedir:

1 Hali (giriş hali): $P_1 = 3$ MPa, $T_1 = 400$ °C $\Rightarrow$ $h_1 = 3230.9$ kJ/kg, $s_1 = 6.9212$ kJ/(kg·K) (Tablo A-6)

2 Hali (gerçek çıkış hali): $P_2 = 50$ kPa, $T_2 = 100$ °C $\Rightarrow$ $h_2 = 2682.5$ kJ/kg (Tablo A-6)

İzantropik genişleme sonrasında buharın entalpisi h_{2s}, entropinin hal değişimi sırasında değişmediği gözönüne alınarak bulunur ($s_{2s} = s_1$):

2s Hali (İzantropik çıkış hali) $(s_{2s} = s_1)$: $P_{2s} = 50$ kPa $\longrightarrow$ $s_f = 1.0910$ kJ/(kg·K), $s_g = 7.5939$ kJ/(kg·K) (Tablo A-5)

İzantropik hal değişiminin sonunda buharın doymuş-sıvı buhar karışımı bölgesinde olduğu görülmektedir, çünkü $s_f < s_{2s} < s_g$ olmaktadır. Bu nedenle önce 2s halinin kuruluk derecesi belirlenmelidir:

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.9212 - 1.0910}{6.5029} = 0.897$$

ve

$$h_{2s} = h_f + x_{2s} h_{fg} = 340.49 + 0.897(2305.4)\ \text{kJ/kg} = 2407.4\ \text{kJ/kg}$$

bulunur. Bu entalpi değerleri 6-60 numaralı denklemde yerine konursa, türbinin adyabatik verimi aşağıdaki gibi olur:

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{3230.9 - 2682.5}{3230.9 - 2407.4} = 0.667 \text{ veya } \%66.7$$

(*b*) Türbinden geçen su buharının kütle debisi sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denkleminden belirlenebilir (4-21 numaralı denklem):

$$\dot{Q}^{\nearrow 0} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \Delta ke^{\nearrow 0} + \Delta pe^{\nearrow 0})$$

Türbin adyabatik, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilir oldukları için aşağıdaki sonuç bulunur:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

$$2\ \text{MW}\left(\frac{1000\ \text{kJ/s}}{1\ \text{MW}}\right) = \dot{m}(3230.9 - 2682.5)\ \text{kJ/kg}$$

$$\dot{m} = 3.65\ \text{kg/s}$$

Kompresör ve Pompanın Adyabatik Verimi

Bir kompresörün adyabatik verimi, gazı verilen basınca izantropik hal değişimiyle sıkıştırmak için gerekli işin, gerçek işe oranı biçiminde tanımlanır. Bu bir bağıntı olarak ifade edilirse,

$$\eta_K = \frac{\text{izantropik kompresör işi}}{\text{gerçek kompresör işi}} = \frac{w_s}{w} \qquad (6\text{-}61)$$

şeklinde yazılabilir. Dikkat edilirse adyabatik kompresör verimi tanımlanırken izantropik iş girişi paydada değil payda yer almıştır. Bunun

nedeni w_s'nin w'den daha küçük olmasıdır, böylece verim yüzde 100'den daha küçük bir değer alır ve gerçek kompresörlerin izantropik kompresörlerden daha etkin olduğu biçiminde bir yanlış anlamaya yol açılmaz. Ayrıca her iki hal değişimi için giriş halinin ve çıkış basıncının aynı olduğu not edilmelidir.

Sıkıştırılan gazın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri küçük olduğu zaman, adyabatik kompresörün sıkıştırma işi entalpi değişimine eşit olur ve 6-61 numaralı denklem şöyle yazılabilir:

$$\eta_K \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \qquad (6\text{-}62)$$

Burada h_2 ve h_{2s} Şekil 6-63'te gösterildiği gibi sırasıyla gerçek ve izantropik hal değişimleri sonundaki çıkış entalpilerini simgelemektedir. Kompresörlerde de η_K değeri tasarımla yakından ilgilidir. İyi tasarlanmış kompresörlerin adyabatik verimleri yüzde 75 ile 85 arasındadır.

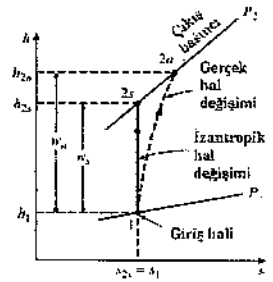
Sıvının kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişim ihmal edildiği zaman, bir pompanın adyabatik verimi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\eta_P = \frac{w_s}{w} = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_2 - h_1} \qquad (6\text{-}63)$$

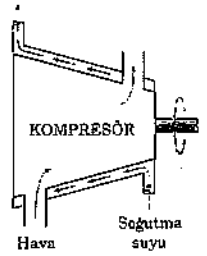
Sıkıştırma sırasında gaz soğutulmadığı zaman gerçek hal değişimi yaklaşık adyabatiktir, dolayısıyla tersinir adyabatik hal değişimi mükemmelle karşılaştırma için iyi bir model oluşturur. Fakat kompresörlerde bazen, silindir gövdesi çevresine kanatlar veya su bölmeleri yerleştirip, *isteyerek soğutma yapılır* (Şekil 6-64). Bu durumda izantropik sıkıştırma model olarak alınamaz, çünkü hal değişimi artık adyabatik değildir. Böylece yukarıda verilen adyabatik verim tanımının bir anlamı kalmaz. Soğutmanın yapıldığı sıkıştırma işlemleri için mükemmeli simgeleyen model olarak *tersinir sabit sıcaklıkta sıkıştırma* alınabilir. Bu durumda gerçek hal değişimi sırasında yapılan iş, tersinir sabit sıcaklıkta sıkıştırma sırasında yapılan işle karşılaştırılarak **izotermal verim** tanımlanabilir:

$$\eta_K = \frac{w_T}{w}$$

Burada w_T ve w sırasıyla tersinir sabit sıcaklıkta sıkıştırma sırasında ve gerçek hal değişimi sırasında kompresöre verilen işi göstermektedir.



ŞEKİL 6-63
Adyabatik kompresörde gerçek ve izantropik hal değişimlerinin *h-s* diyagramında gösterimi.



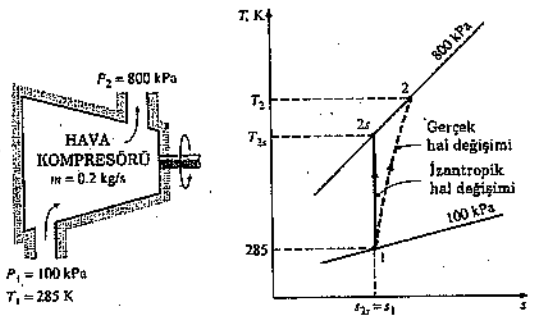
ŞEKİL 6-64
Kompresörlerde iş tüketimini azaltmak için bazen soğutma yapılır.

ÖRNEK 6-19

Hava, sürekli akışlı bir adyabatik kompresörde 100 kPa basınç ve 12 °C sıcaklıktan, 800 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Havanın kütle debisi 0.2 kg/s'dir, kompresörün adyabatik verimi yüzde 80'dir. (*a*) Havanın çıkış sıcaklığını ve (*b*) kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin *T-s* diyagramında gösterimi Şekil 6-65'te verilmiştir. Verilen koşullarda hava mükemmel gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığı zaman sıcaklığı yüksek, basıncı düşüktür (havanın ana bileşeni azot için $T_{cr} = -147$ °C ve $P_{cr} = 3390$ kPa).

(*a*) Çıkış hali için sadece bir özelik (basınç) bilinmektedir, bu nedenle hali belirlemek ve çıkış sıcaklığını bulmak için bir özeliğin daha bilinmesi gerekmektedir.



ŞEKİL 6-65
Örnek 6-19'un genel çizimi ve T-s diyagramı.

En kolay bulunabilecek özelik çıkıştaki entalpi h_2'dir, çünkü kompresörün adyabatik verimi bilinmektedir. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse, entalpilerle adyabatik verim arasındaki ilişki 6-62 numaralı denklemle verilmiştir.

Mükemmel gazın entalpisi sadece sıcaklığın fonksiyonudur ve h_1 değeri hava tablosundan giriş sıcaklığı için okunabilir:

$$T_1 = 285 \text{ K} \longrightarrow h_1 = 285.14 \text{ kJ/kg} \quad (P_{r1} = 1.1584) \qquad \text{(Tablo A-17)}$$

h_{2s}'nin belirlenmesi için mükemmel gazların izantropik bağıntılarından biri, örneğin 6-49 numaralı denklem kullanılır:

$$P_{r2} = P_{r1}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{sabit}} = 1.1584\left(\frac{800 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}}\right) = 9.2672$$

ve $$P_{r2} = 9.2672 \longrightarrow h_{2s} = 517.05 \text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tablo A-17)}$$

(T_{2s}, özgül ısıları sabit kabul ederek 6-45 numaralı denklemden de hesaplanabilir.) Bulunan değerler 6-62 numaralı denklemde yerine konursa:

$$\eta_K \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \longrightarrow 0.80 = \frac{(517.05 - 285.14) \text{ kJ/kg}}{(h_2 - 285.14) \text{ kJ/kg}}$$

ve $$h_2 = 575.03 \text{ kJ/kg} \longrightarrow T_2 = 569.5 \text{ K} \qquad \text{(Tablo A-17)}$$

(*b*) Kompresörün gerektirdiği güç, sürekli akışlı açık sistemler için enerjinin korunumu denklemini (4-21 numaralı denklem) kullanarak hesaplanabilir.

$$\cancel{\dot{Q}}^{\,0} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \cancel{\Delta ke}^{\,0} + \cancel{\Delta pe}^{\,0})$$

Kompresörün adyabatik olduğu gözönüne alınır, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse:

$$\begin{aligned} \dot{W} &= -\dot{m}(h_2 - h_1) \\ &= -(0.2 \text{ kg/s})[(575.03 - 285.14) \text{ kJ/kg}] \\ &= -58.0 \text{ kW} \end{aligned}$$

Dikkat edilirse, kompresörün gerektirdiği gücü hesaplarken h_{2s} değil h_2 değeri kullanıldı. Bunun nedeni kompresör çıkışındaki gerçek entalpi değerinin h_2 olmasıdır. h_{2s} ise havanın izantropik hal değişimi sonunda elde edilen sanal bir değerdir.

Lülenin Adyabatik Verimi

Lülelerin amacı akışı hızlandırmak olup, lülelerde akış yaklaşık olarak adyabatiktir. Bu nedenle izantropik hal değişimi, lüleler için mükemmeli simgeleyen uygun bir model olmaktadır. Bir **lülenin adyabatik verimi**, *lüle çıkışındaki akışın kinetik enerjisinin, giriş hali ve çıkış basıncı aynı kalmak üzere, hal değişiminin izantropik olması durumunda akışın sahip olacağı kinetik enerjiye oranı* diye tanımlanır. Bir bağıntıyla ifade edilirse,

$$\eta_L = \frac{\text{Lüle çıkışındaki KE}}{\text{İzantropik lüle çıkışındaki KE}} \cong \frac{\mathbf{V}_2^2}{\mathbf{V}_{2s}^2} \qquad (6\text{-}64)$$

olmaktadır. Gerçek ve izantropik hal değişimleri sonundaki çıkış basınçlarının eşit fakat halin farklı olduğu not edilmelidir.

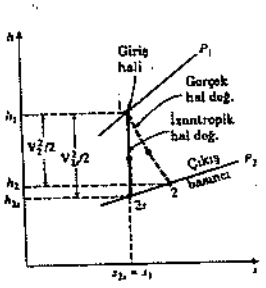
Lülelerde çevreyle iş etkileşimi yoktur ve akışın potansiyel enerjisi lüleden geçişi sırasında pek az değişir. Ayrıca lüleye giriş hızının lüleden çıkış hızına oranla çok küçük olduğu kabul edilirse, sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki şekli alır.

$$0 = h_2 - h_1 + \frac{\mathbf{V}_2^2 - 0}{2}$$

Böylece lülenin adyabatik verimi entalpilerle,

$$\eta_L \cong \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \qquad (6\text{-}65)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada h_2 ve h_{2s} sırasıyla gerçek ve izantropik hal değişimleri sonunda lüle çıkışındaki entalpi değerlerini göstermektedir (Şekil 6-66). Lülelerin adyabatik verimleri genellikle yüzde 90'ın üzerindedir, iyi tasarlanmış bir lülenin verimi yüzde 95'in üzerine de çıkabilir.



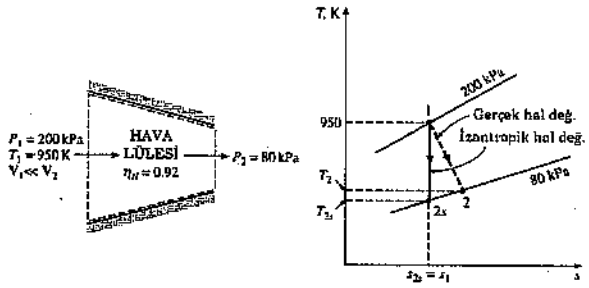
ŞEKİL 6-66
Adyabatik lülede gerçek ve izantropik hal değişimlerinin h-s diyagramında gösterimi.

ÖRNEK 6-20

200 kPa basınç ve 950 K sıcaklıktaki hava adyabatik bir lüleye düşük bir hızda girmekte ve 80 kPa basınçta çıkmaktadır. Lülenin adyabatik verimi yüzde 92 olduğuna göre, (*a*) olabilecek en yüksek çıkış hızını, (*b*) çıkış sıcaklığını ve (*c*) çıkış hızını hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin T-s diyagramında gösterimi Şekil 6-67'de verilmiştir. Verilen koşullarda hava mükemmel gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığı zaman sıcaklığı yüksek, basıncı ise düşüktür (havanın ana bileşeni azot için $T_{cr} = -147$ °C, $P_{cr} = 3399$ kPa). Hava sıcaklığı ivmelenme sırasında düşecektir, çünkü havanın iç enerjisinin bir bölümü kinetik enerjiye dönüşecektir. Bu problem hava tablosundaki değerlerden yararlanarak hassas bir biçimde çözülebilir, fakat problem aşağıda özgül ısıları sabit kabul ederek çözülmüştür. Havanın ortalama sıcaklığını 800 K olarak tahmin edelim. Havanın tahmin edilen bu ortalama sıcaklıktaki C_p ve k değerleri, Tablo A-2*b*'den $C_p = 1.099$ kJ/(kg · K) ve $k = 1.354$ olarak bulunur.

(*a*) Lüle çıkışında en yüksek hız, lüledeki hal değişiminde tersinmezliklerin olmaması durumunda gerçekleşebilir. Bu durumda çıkış hızı sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denkleminden hesaplanabilir. Fakat öncelikle çıkış



ŞEKİL 6-67
Örnek 6-20'nin genel çizimi ve *T-s* diyagramı.

sıcaklığının belirlenmesi gerekecektir. Özgül ısılar sabit kabul edilirse, mükemmel gazın izantropik hal değişimi için sıcaklık ve basınç arasındaki ilişki 6-45 numaralı denklemle verilmektedir:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

veya
$$T_{2s} = T_1\left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (950\text{ K})\left(\frac{80\text{ kPa}}{200\text{ kPa}}\right)^{0.354/1.354} = 748\text{ K}$$

Bu durumda ortalama sıcaklık 849 K olmaktadır. Tahmin edilen ortalama sıcaklık (800 K) bu değerden biraz düşüktür. Hesaplar k'nın 849 K sıcaklıktaki değeriyle daha hassas bir sonuç elde etmek için tekrarlanabilir, fakat aradaki fark az olacağı için buna gerek yoktur.

Havanın izantropik hal değişimi sonundaki çıkış hızını, sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemini (4-22 numaralı denklem) kullanarak bulabiliriz:

$$\cancel{q}^{\,0} - \cancel{w_s}^{\,0} = \Delta h + \Delta ke + \cancel{\Delta pe}^{\,0}$$

İzantropik hal değişimi için $q = 0$ olur. Lülede iş etkileşimi olmadığı gözönüne alınır, potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse:

$$0 = \Delta h + \Delta ke$$
$$= C_{p,\text{ort}}(T_{2s} - T_1) + \frac{V_{2s}^2 - 0}{2}$$

veya
$$V_{2s} = \sqrt{2C_{p,\text{ort}}(T_1 - T_{2s})}$$
$$= \sqrt{2[1.099\text{ kJ/(kg·K)}][(950 - 748)\text{ K}]\left(\frac{1000\text{ m}^2/\text{s}^2}{1\text{ kJ/kg}}\right)}$$
$$= 666\text{ m/s}$$

(*b*) Havanın gerçek çıkış sıcaklığı, yukarıda verilen izantropik çıkış sıcaklığından daha yüksek olacaktır ve 6-65 numaralı denklemi kullanarak bulunabilir. Özgül ısılar sabit kabul edilirse,

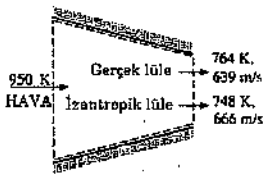
$$\eta_L \equiv \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{C_{p,\text{ort}}(T_1 - T_2)}{C_{p,\text{ort}}(T_1 - T_{2s})}$$

veya
$$0.92 = \frac{950 - T_2}{950 - 748} \longrightarrow T_2 = 764\text{ K}$$

olarak hesaplanır. Başka bir deyişle, gerçek lüle akışında çıkış sıcaklığı, sürtünme ve benzeri tersinmezlikler nedeniyle izantropik lüle akışındaki çıkış sıcaklığından 16 K daha yüksek olmaktadır. Bu bir kayıptır, çünkü sıcaklık artışı kinetik enerjideki azalma karşılığında olmaktadır (Şekil 6-68).

(*c*) Havanın gerçek çıkış hızı, adyabatik lüle veriminin tanımından bulunur (6-64 numaralı denklem):

$$\eta_L = \frac{V_2^2}{V_{2s}^2} \longrightarrow V_2 = \sqrt{\eta_L V_{2s}^2} = 639\text{ m/s}$$



ŞEKİL 6-68
Sürtünme nedeniyle akışkan yüksek bir sıcaklıkta (bu nedenle daha düşük bir hızda) çıkar.

ÖZET

Termodinamiğin ikinci yasası, *entropi* adlı yeni bir özeliğin tanımlanmasına yol açmıştır. Entropi bir sistemin mikroskopik düzeyde düzensizliğinin nicel bir ölçüsüdür. Entropinin tanımı *Clausius eşitsizliğ*ine dayanmaktadır. Bu eşitsizlik,

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \le 0 \qquad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}1)$$

bağıntısıyla verilmektedir. Burada eşitlik, içten tersinir veya tümden tersinir hal değişimleri için, eşitsizlik ise tersinmez hal değişimleri için geçerlidir. Çevrim boyunca integrali sıfır olan bir büyüklük özeliktir ve entropi aşağıdaki denklemle tanımlanır:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten tr}} \qquad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}4)$$

Bir hal değişimi sırasında *entropi değişimi* yukarıdaki bağıntıyı integre ederek bulunur:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten tr}} \qquad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}5)$$

Bu integralin hesaplanması kolay değildir, çünkü Q değerinin T'nin fonksiyonu olarak nasıl değiştiğinin bilinmesi gerekir. Özel bir durum olan, içten tersinir, sabit sıcaklıkta hal değişimleri için integrasyon kolaylıkla yapılabilir ve şu sonucu verir:

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0} \qquad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}6)$$

Clausius eşitsizliğiyle entropinin tanımı birleştirildiği zaman, *entropinin artışı ilkesi* adı verilen eşitsizlik elde edilir:

$$dS \ge \frac{\delta Q}{T}$$

veya
$$\Delta S_{\text{ayrık}} \ge 0 \qquad (6\text{-}10)$$

veya
$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \ge 0 \qquad (6\text{-}11)$$

Böylece, bir hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimi, hal değişimi gerçek veya tersinmez ise sıfırdan büyük, tersinir ise sıfırdır. Bir hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimi, bu hal değişimi için entropi üretimine eşittir ve sistemle çevresinin entropi değişimlerinin toplamıdır. Bir sistemin veya çevresinin entropisi bir hal değişimi sırasında azalabilir, fakat ikisinin toplamı mutlaka artı olmak zorundadır. Bu ilke hem kapalı sistemler, hem de kontrol hacimleri için geçerlidir.

Entropi değişimi ısı geçişi, kütle akışı ve tersinmezlikler sonucu olabilir. Bir sisteme ısı geçişi sistemin entropisini artırır, bir sistemden ısı geçişi sistemin entropisini azaltır. Tersinmezliklerin etkisi her zaman entropiyi artırıcı yöndedir.

Kapalı sistem için entropinin artışı ilkesi şöyle ifade edilebilir:

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \qquad \text{(kJ/K)}$$

Burada, $\Delta S_{\text{sistem}} = S_2 - S_1 = m(s_2 - s_1)$ (kJ/K)

$$\Delta S_{\text{çevre}} = \sum \frac{Q_R}{T_R} \qquad \text{(kJ/K)}$$

olmaktadır. Sistem sadece $T_{\text{çevre}}$ sıcaklığındaki çevreyle $Q_{\text{çevre}}$ miktarında ısı alışverişinde bulunuyorsa, çevrenin entropi değişimi $\Delta S_{\text{çevre}} = Q_{\text{çevre}}/T_{\text{çevre}}$ şeklinde yazılabilir.

Birden çok ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunan bir *kontrol hacmi için entropinin artışı ilkesi* aşağıda gösterildiği gibi ifade edilebilir. Aşağıda T_R ısıl enerji deposunun sıcaklığını, $\dot{Q}_R$ ısıl enerji deposuyla birim zamanda olan ısı alışverişini göstermektedir.

1 *Genel ifade:*

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_ç s_ç - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{dS_{\text{KH}}}{dt} + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \qquad \text{(kW/K)} \qquad (6\text{-}15)$$

2 *Düzgün akışlı dengeli açık sistem:*

$$S_{\text{üretim}} = (m_2 s_2 - m_1 s_1)_{\text{KH}} + \sum m_ç s_ç - \sum m_g s_g + \sum \frac{Q_R}{T_R} \geq 0 \qquad \text{(kJ/K)} \qquad (6\text{-}19)$$

3 Sürekli akışlı açık sistem:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_ç s_ç - \sum \dot{m}_g s_g + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \geq 0 \qquad \text{(kW/K)} \qquad (6\text{-}16)$$

Sadece çevreyle ısı alışverişinde bulunan bir girişli ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için, 6-16 numaralı denklem sadeleştirilebilir:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_ç - s_g) + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \qquad \text{(kW/K)} \qquad (6\text{-}17)$$

veya $$s_{\text{üretim}} = s_ç - s_g + \frac{q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \qquad \text{[kJ/kg · K)]} \qquad (6\text{-}18)$$

Yukarıdaki denklemlerde $\dot{S}_{\text{üretim}}$ *birim zamanda toplam entropi üretimini* göstermektedir. Bu bağıntılarda eşitlik tersinir hal değişimleri için, eşitsizlik ise tersinmez hal değişimleri için uygulanmaktadır.

ΔS_{toplam} veya $S_{\text{üretim}}$ değerleri bir hal değişiminin tersinir mi, tersinmez mi olduğunu veya gerçekleşip gerçekleşmeyeceğini belirlemek için kullanılabilir:

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} \begin{cases} > 0 & \text{tersinmez hal değişimi} \\ = 0 & \text{tersinir hal değişimi} \\ < 0 & \text{gerçekleşmesi olanaksız} \end{cases}$$

Termodinamiğin üçüncü yasası mutlak sıfır sıcaklıkta saf kristal maddenin entropisinin sıfır olduğunu belirtir. Bu yasa entropinin belirlenebilmesi için mutlak bir referans noktası sağlar. Bu referans noktasına göre belirlenen entropi değerleri *mutlak entropi* diye adlandırılır.

Entropi bir özelliktir ve diğer bilinen özeliklerle ilişkisi $T\,ds$ bağıntılarıyla kurulabilir. Bu bağıntılar aşağıda verilmiştir:

$$T\,ds = du + P\,dv \qquad (6\text{-}23)$$

ve $$T\,ds = dh - v\,dP \qquad (6\text{-}24)$$

Bu iki bağıntının termodinamikte birçok kullanım alanı vardır ve sistemlerin entropi değişimlerinin hesaplanabilmesi için bir başlangıç noktası oluşturur. $T\,ds$ bağıntılarının başarılı bir biçimde uygulanabilmesi, özelik bağıntılarının varlığına bağlıdır. Genel bir saf madde için bu tür bağıntılar yoktur, fakat sıkıştırılamaz maddeler (katılar ve sıvılar) ile mükemmel gazlar için vardır.

Bir hal değişimi için *entropi değişimi bağıntıları* ve *izantropik bağıntılar* aşağıda özetlenmiştir:

1 *Saf maddeler*

Herhangi bir hal değişimi: $\Delta s = s_2 - s_1$ [kJ/kg · K)] (6-30)

İzantropik hal değişimi: $s_2 = s_1$ (6-31)

2 *Sıkıştırılamaz maddeler*:

Herhangi bir hal değişimi: $s_2 - s_1 = C_{\text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1}$ [kJ/kg · K)] (6-33)

İzantropik hal değişimi: $T_2 = T_1$ (6-34)

3 *Mükemmel gazlar*:

a Sabit özgül ısılar (yaklaşık çözüm):

Herhangi bir hal değişimi:

$$s_2 - s_1 = C_{v,\text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad \text{[kJ/kg · K)]} \qquad (6\text{-}37)$$

ve $$s_2 - s_1 = C_{p,\text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \text{[kJ/kg · K)]} \qquad (6\text{-}38)$$

Veya birim mol kütlesi için:

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \overline{C}_{v,\text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R_u \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad \text{[kJ/kmol · K)]} \qquad (6\text{-}39)$$

ve $$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \overline{C}_{p,\text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \text{[kJ/kmol · K)]} \qquad (6\text{-}40)$$

İzantropik hal değişimi:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \tag{6-44}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \tag{6-45}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k} \tag{6-46}$$

b Değişken özgül ısılar (tam çözüm):

Herhangi bir hal değişimi:

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R\ln\frac{P_2}{P_1} \qquad \text{[kJ/kg · K)]} \tag{6-42}$$

veya $$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{s}_2^\circ - \bar{s}_1^\circ - R_u\ln\frac{P_2}{P_1} \qquad \text{[kJ/kmol · K)]} \tag{6-43}$$

İzantropik hal değişimi:

$$s_2^\circ = s_1^\circ + R\ln\frac{P_2}{P_1} \qquad \text{[kJ/kg · K)]} \tag{6-48}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{sabit}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \tag{6-49}$$

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{s=\text{sabit}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}} \tag{6-50}$$

Yukarıdaki bağıntılarda, P_r bağıl basıncı, v_r bağıl özgül hacmi göstermektedir. s° fonksiyonu sadece sıcaklığa bağlıdır.

Tersinir bir hal değişimi için *sürekli akış işi* akışkan özelikleriyle aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$w_{\text{tr}} = -\int_1^2 v\,dP - \Delta\text{ke} - \Delta\text{pe} \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{6-51}$$

Sıkıştırılamaz maddeler için (v = sabit) bu bağıntı sadeleştirilebilir:

$$w_{\text{tr}} = v(P_1 - P_2) - \Delta\text{ke} - \Delta\text{pe} \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{6-53}$$

Sürekli akışlı açık sistemde yapılan iş özgül hacimle doğru orantılıdır. Bu nedenle sıkıştırma sırasında gereken işi azaltmak için v olabildiğince küçük, genişleme sırasında yapılan işi artırmak için v olabildiğince büyük tutulmalıdır.

Mükemmel bir gazın T_1, P_1 halinden P_2'ye sıkıştırılması için yapılması gereken iş, izantropik (Pv^k = sabit), politropik (Pv^n = sabit) ve sabit sıcaklıkta (Pv = sabit) hal değişimleri için integrasyonla belirlenmiş ve aşağıdaki bağıntılarla verilmiştir:

İzantropik:
$$w = \frac{kR(T_1 - T_2)}{k-1} = \frac{kRT_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}\right] \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{6-57a}$$

Politropik:
$$w = \frac{nR(T_1 - T_2)}{n-1} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{P2}{P1}\right)^{(n-1)/n}\right] \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{6-57b}$$

Sabit sıcaklıkta (izotermal):

$$w = RT\ln\frac{P_1}{P_2} \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{6-57c}$$

Bir kompresörün sıkıştırma için gerektirdiği iş çok kademeli sıkıştırma ve arasoğutma yapılarak azaltılabilir. Çok kademeli sıkıştırma sırasında en az iş girişi, kademelerdeki basınç oranları eşit olduğu zaman gerçekleşir.

Sürekli akışlı makinelerin birçoğu adyabatik koşullarda çalışırlar. Bu makineler için mükemmeli simgeleyen model izantropik hal değişimidir. Gerçek makinenin izantropik modele ne ölçüde yaklaştığını belirten parametreye *izantropik* veya *adyabatik verim* adı verilir. Adyabatik verim türbin, kompresör ve lüle için aşağıdaki bağıntılarla tanımlanır:

$$\eta_T = \frac{\text{gerçek türbin işi}}{\text{izantropik türbin işi}} = \frac{w}{w_s} \tag{6-59}$$

veya
$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \qquad (\Delta\text{ke} \cong \Delta\text{pe} \cong 0 \text{ olursa}) \tag{6-60}$$

$$\eta_K = \frac{\text{izantropik kompresör işi}}{\text{gerçek kompresör işi}} = \frac{w_s}{w} \tag{6-61}$$

veya
$$\eta_K \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \qquad (\Delta\text{ke} \cong \Delta\text{pe} \cong 0 \text{ olursa}) \tag{6-62}$$

$$\eta_L = \frac{\text{Lüle çıkışında KE}}{\text{İzantropik lüle çıkışında KE}} = \frac{\mathbf{V}_2^2}{\mathbf{V}_{2s}^2} \tag{6-64}$$

veya
$$\eta_L \cong \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \qquad (\mathbf{V}_1 \ll \mathbf{V}_2 \text{ olursa}) \tag{6-65}$$

Yukarıdaki bağıntılarda, h_2 ve h_{2s}, sırasıyla gerçek ve izantropik hal değişimleri sonunda çıkış entalpilerini göstermektedir.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, 1988.

2 A. Bejan, *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*, Wiley-Interscience, New York, 1982.

3 W. Z. Black ve J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, New York, 1985.

4 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Baskı, Wiley, New York, 1986.

5 M. J. Moran ve H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, 1988.

6 W. C. Reynolds ve H. C. Perkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Baskı, McGraw-Hill, New York, 1977.

7 J. Rifkin, *Entropy*, The Viking Press, New York, 1980.

8 G. J. Van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Baskı, Wiley, New York, 1985.

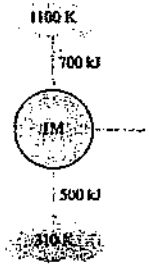
9 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Baskı, McGraw-Hill, New York, 1988.

PROBLEMLER

Clausius Eşitsizliği

6-1K Clausius eşitsizliğindeki sıcaklığın mutlak sıcaklık olması gerekir mi? Neden?

6-2K $\oint \delta Q > 0$ olduğu bir çevrim Clausius eşitsizliğine aykırı mıdır? Neden?



ŞEKİL P6-3

6-3 Bir ısı makinesi 1100 K sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposundan 700 kJ ısı almakta, 310 K sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposuna ise 500 kJ ısı vermektedir. Bu makinenin termodinamiğin ikinci yasasına aykırı olup olmadığını, (*a*) Clausius eşitsizliği, (*b*) Carnot ilkeleri ışığında belirleyin. Bu makinenin toplam entropi üretimini de hesaplayın.

6-4 1300 K sıcaklığındaki bir kazandan bir ısı makinesine 75MJ/h ısı geçişi olurken, ısı makinesi de 290 K sıcaklıktaki bir akarsuya ısı vermektedir. Makinenin gücü 8 kW'tır. Clausius eşitsizliği gözönüne alındığında, bu makinenin termodinamiğin ikinci yasasına aykırı olup olmadığını belirleyin. Ayrıca birim zamanda toplam entropi üretimini hesaplayın.

6-5 Bir buzdolabı 2 °C sıcaklığındaki soğutulan ortamdan 300 kJ/dakika ısı çekmekte ve 26 °C sıcaklığındaki mutfağa 345 kJ/dakika ısı vermektedir. Bu buzdolabının termodinamiğin ikinci yasasına aykırı olup olmadığını (*a*) Clausius eşitsizliği, (*b*) Carnot ilkeleri ışığında belirleyin. *Çözüm:* (*a*) Hayır, (*b*) hayır

*Öğrencilerin tüm kavram "K" sorularını yanıtlamaları önerilmektedir.

6-6 Bir ısı pompası, −2 °C sıcaklıktaki çevre havadan ısı almakta ve 21 °C sıcaklıktaki iç ortama 75000 kJ/h ısı vermektedir. Bu işlemi gerçekleştirirken kullandığı elektrik gücü ise 8 kW'tır. Clausius eşitsizliği gözönüne alındığı zaman bu ısı pompasının termodinamiğin ikinci yasasına aykırı olup olmadığını belirtin.

Entropi ve Entropinin Artışı İlkesi

6-7K Bir çevrim boyunca integrali sıfır olan bir büyüklük mutlaka bir özelik midir?

6-8K Isı geçişinin bir çevrim üzerinde integrali sıfır mıdır? Başka bir deyişle, bir sistem tarafından gerçekleştirilen çevrim sırasında, sistemin çevreden aldığı ısı çevreye verilen ısıya eşit olmak zorunda mıdır? Açıklayın.

6-9K İşin bir çevrim üzerinde integrali sıfır mıdır? Başka bir deyişle, bir sistem tarafından gerçekleştirilen çevrim sırasında sistemin yaptığı iş, tükettiği işe veya üzerinde yapılan işe eşit olmak zorunda mıdır? Açıklayın.

6-10K Bir sistem belirli iki hal arasında önce tersinir daha sonra tersinmez bir hal değişimi gerçekleştirmektedir. Hangi hal değişimi için sistemin entropi değişimi daha büyüktür? Neden?

6-11K $\int_1^2 \delta Q/T$ integrali 1 ve 2 halleri arasındaki tüm hal değişimleri için aynı sonucu verir mi? Açıklayın.

6-12K $\int_1^2 \delta Q/T$ integrali 1 ve 2 halleri arasındaki tüm tersinir hal değişimleri için aynı sonucu verir mi? Açıklayın.

6-13K 1 ve 2 halleri arasındaki tersinmez bir hal değişimi sırasında entropi değişimini hesaplamak için $\int_1^2 \delta Q/T$ integrali gerçek bir hal değişimi üzerinde mi yoksa sanal bir tersinir hal değişimi üzerinde mi hesaplanmalıdır? Açıklayın.

6-14K Sabit sıcaklıkta bir hal değişimi mutlaka içten tersinir midir? Yanıtınızı bir örnekle açıklayın.

6-15K $\int_1^2 \delta Q/T$ integralinin alacağı değeri, 1 ve 2 halleri arasındaki tersinir ve tersinmez hal değişimleri için karşılaştırın.

6-16K Sıcak bir patatesin entropisi soğudukça azalır. Bu olgu entropinin artışı ilkesine aykırı mıdır? Açıklayın.

6-17K Entropi yoktan varedilebilir mi? Yokedilebilir mi?

6-18K Entropi değişimi aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten tr}}$$

Bu bağıntıya dayanarak kapalı bir sistemin entropisi adyabatik bir hal değişimi sırasında sabit kalır denilebilir mi?

6-19K Bir hal değişimi sırasında hem sistemin hem de çevrenin entropisinin arttığı söylenmektedir. Bu sav geçerli olabilir mi?

6-20K Bir piston-silindir düzeneğinde helyum gazı bulunmaktadır. Tersinir sabit sıcaklıkta bir hal değişimi sırasında helyumun entropi değişimi için aşağıdakilerden hangisi söylenebilir? (*a*) Hiçbir zaman artmaz, (*b*) bazen artar, (*c*) her zaman artar.

6-21K Bir piston-silindir düzeneğinde azot gazı bulunmaktadır. Tersinir adyabatik bir hal değişimi sırasında azotun entropi değişimi için aşağıdakilerden hangisi söylenebilir? (*a*) Hiçbir zaman artmaz, (*b*) bazen artar, (*c*) her zaman artar.

6-22K Bir piston-silindir düzeneğinde kızgın su buharı bulunmaktadır. Gerçek bir adyabatik hal değişimi sırasında buharın entropi değişimi için aşağıdakilerden hangisi söylenebilir? (*a*) Hiçbir zaman artmaz, (*b*) bazen artar, (*c*) her zaman artar.

6-23K Gerçek bir adyabatik türbinde akan su buharının entropisi için aşağıdakilerden hangisi söylenebilir? (*a*) Artar, (*b*) azalır, (*c*) aynı kalır.

6-24K Sistem ve çevrenin toplam entropi değişimi için aşağıdakilerden hangisi söylenebilir? (*a*) Her zaman eksi değere sahiptir, (*b*) bazen eksi değere sahiptir, (*c*) hiçbir zaman eksi değere sahip değildir.

6-25K Bir Carnot çevriminde, aracı akışkanın entropisi *çevrime* sabit sıcaklıkta ısı geçişi sırasında nasıl değişir? (*a*) Artar, (*b*) azalır, (*c*) aynı kalır.

6-26K Bir Carnot çevriminde, aracı akışkanın entropisi *çevrimden* sabit sıcaklıkta ısı geçişi sırasında nasıl değişir? (*a*) Artar, (*b*) azalır, (*c*) aynı kalır.

6-27K Sisteme ısı geçişi sırasında, sistemin entropisi nasıl değişir? (*a*) Her zaman artar, (*b*) bazen artar, (*c*) hiçbir zaman artmaz.

6-28K Tersinir bir hal değişimi sırasında, sistemin ve çevresinin entropi değişimleri hakkında ne söylenebilir? (*a*) Her zaman birbirlerine eşittirler, (*b*) bazen birbirlerine eşittirler, (*c*) hiçbir zaman birbirlerine eşit değildirler.

6-29K Tersinmez bir hal değişimi sırasında kapalı bir sistemin entropi değişimi sıfır olabilir mi? Açıklayın.

6-30K Bir kontrol hacminin entropisinin değişmesine neden olabilecek üç etken belirtin.

6-31K Kütle akışı bir kontrol hacminin entropisini nasıl etkiler?

6-32K Yalıtılmış bir kontrol hacminde başlangıçta sıcak bir gaz bulunmaktadır. Daha sonra giriş vanası açılmakta ve bir miktar soğuk gaz kontrol hacmine girmektedir. Kontrol hacminin entropisi (kJ/K), bu kütle geçişinin sonunda artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?

6-33K Yalıtılmış, sabit hacimli kapalı bir kapta doymuş sıvı-buhar karışımı soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Kabın altında açılan bir delikten dışarıya bir miktar akışkan sızmaktadır. Kütle aktarımının sonunda kaptaki akışkanın entropisi (kJ/K) sizce azalır mı, artar mı, yoksa aynı mı kalır? Kapta kalan akışkanın özgül entropisi [kJ/kg · K] sizce değişir mi? Açıklayın.

6-34K Su buharı gerçek bir adyabatik lülede akarken hızlanmaktadır. Su buharının çıkıştaki entropisi, girişteki entropisine oranla nasıl olacaktır? (*a*) Daha büyük, (*b*) daha küçük, (*c*) eşit.

6-35K Odasını düzenleyerek odasının entropisini azaltan bir adam düşünün. Bu eylem termodinamiğin ikinci yasasına aykırı mıdır?

6-36K Bir meyve ağacı su ve içinde değişik maddelerin karışık olarak bulunduğu topraktan, belirli düzene sahip meyveler üretmekte ve yakın çevresinin entropisini azaltmaktadır. Bu eylem termodinamiğin ikinci yasasına aykırı mıdır?

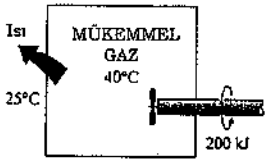
6-37K Askerleri bir alanda değişik yönlerde rastgele yüreyen bir tabur düşünün. Verilen bir komutla askerler kısa sürede düzenli bir kol oluşturmakta ve entropiyi (düzensizliği) azaltmaktadır. Bu eylem termodinamiğin ikinci yasasına aykırı mıdır? Açıklayın.

6-38 5 m × 6 m boyutlarında bir duvarın kalınlığı 30 cm olup iç ve dış yüzeyleri sırasıyla 20 °C ve 5 °C sıcaklıklarında tutulmaktadır. Duvarın ısı iletim katsayısı 0.69 W/m · °C'dir. (*a*) Duvarda birim zamanda iletimle olan ısı geçişini (W) ve (*b*) duvar içindeki entropi üretimini (W/K) hesaplayın.

6-39 Isı geçişi hesapları bakımından, ayakta duran çıplak bir adam, taban ve tavanı yalıtılmış ve yüzeyleri ortalama 34 °C sıcaklığında olan, 30 cm çapında ve 170 cm yüksekliğinde bir silindir olarak kabul edilebilir. Taşınım katsayısının 15 W/m^2 · °C olması durumunda, bu adamdan 20 °C sıcaklıktaki çevre ortama taşınımla geçen ısıyı hesaplayın. Isı geçişine bağlı olarak adamdan çevreye olan entropi geçişini de W/K olarak hesaplayın.

6-40 1000 W gücünde bir ütü, masanın üzerinde tabanı 20 °C sıcaklıktaki çevreye açık bir biçimde durmaktadır. Ütünün tabanıyla çevre ortamı arasındaki taşınım katsayısı 80 W/m^2 · °C, taban alanı da 0.02 m^2 olduğuna göre, (*a*) ütü tabanının sıcaklığını, (*b*) ütü sürekli çalışırken birim zamanda olan entropi üretimini hesaplayın. Entropi üretiminin ne kadarı ütünün içinde olmaktadır?

6-41 Sabit hacimli kapalı bir kapta bulunan 40 °C sıcaklığındaki mükemmel bir gaz bir döner kanatla karıştırılmaktadır. Döner kanat mükemmel gaz üzerinde 200 kJ iş yapmakta bu arada 25 °C sıcaklıktaki çevreye olan ısı geçişi sonunda mükemmel gazın sıcaklığı sabit kalmaktadır. (*a*) Mükemmel gazın entropi değişimini, (*b*) çevrenin entropi değişimini hesaplayın. Bu hal değişimi entropinin artışı ilkesiyle uyumlu mudur? *Çözüm:* (*a*) 0, (*b*) 0.671 kJ/K



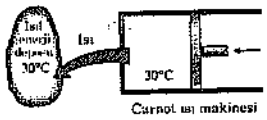
ŞEKİL P6-41

6-42 Hava 8 kW gücünde bir kompresörle P_1 basıncından P_2 basıncına sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma sırasında havanın sıcaklığı 10 °C sıcaklıkta olan çevreye ısı geçişi sonucu 25 °C sıcaklıkta sabit kalmaktadır. Havanın ve çevrenin entropi değişimlerini hesaplayın. Bu problemi çözerken yaptığınız kabulleri sıralayın. Bu hal değişimi termodinamiğin ikinci yasasıyla uyum içinde midir?
Çözüm: −0.0268 kW/K, 0.0283 kW/K

6-43 Sürtünmesiz bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 kPa basınçta doymuş sıvı halinde su bulunmaktadır. Daha sonra suya

500 °C sıcaklıktaki bir kaynaktan 450 kJ ısı geçişi olmakta ve suyun bir bölümü sabit basınçta buharlaşmaktadır. Bu hal değişimi için toplam entropi değişimini kJ/K cinsinden hesaplayın. Bu hal değişimi tersinir mi, tersinmez midir, yoksa gerçekleşmesi olanaksız mıdır?
Çözüm: 0.562 kJ/K, tersinmez

6-44 Bir Carnot çevriminin aracı akışkanına 400 °C sıcaklıktaki bir kaynaktan sabit sıcaklıkta 900 kJ ısı geçişi olmaktadır. Bu hal değişimi sırasında, (*a*) aracı akışkanın entropi değişimini, (*b*) kaynağın entropi değişimini, (*c*) toplam entropi değişimini hesaplayın.



ŞEKİL P6-45

6-45 Bir Carnot çevriminden sabit sıcaklıkta ısı geçişi sırasında, aracı akışkanın entropi değişimi −0.6 kJ/K olmaktadır. Enerjinin verildiği ısıl enerji deposunun sıcaklığı 30 °C olduğuna göre, (*a*) ısıl enerji deposuna olan ısı geçişini, (*b*) ısıl enerji deposunun entropi değişimini ve (*c*) bu hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 181.8 kJ, (*b*) 0.6 kJ/K, (*c*) 0

6-46 Soğutucu akışkan-12, bir soğutma makinesinin buharlaştırıcısına 200 kPa basınçta doymuş sıvı-buhar karışımı olarak girmekte, −5 °C sıcaklıkta tutulan ortamdan 120 kJ ısı aldıktan sonra aynı basınçta doymuş buhar olarak çıkmaktadır. (*a*) Soğutucu akışkanın entropi değişimini, (*b*) soğutulan ortamın entropi değişimini ve (*c*) bu hal değişimi için toplam entropi değişimini hesaplayın.

Saf Maddenin Entropi Değişimi

6-47K 6-7 numaralı bölümde geliştirilen $T\,ds$ bağıntılarının kullanımı tersinir hal değişimleriyle sınırlı mıdır, yoksa bu bağıntılar tersinir veya tersinmez tüm hal değişimlerine uygulanabilir mi? Açıklayın.

6-48K 6-7 numaralı bölümde geliştirilen $T\,ds$ bağıntılarının kullanımı kapalı sistemlerle sınırlı mıdır, yoksa kontrol hacminden geçen sabit bir kütleye uygulanabilir mi? Açıklayın.

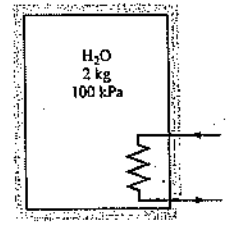
6-49K İçten tersinir ve adyabatik olan bir hal değişimi mutlaka izantropik midir? Açıklayın.

6-50K Genel bir saf maddenin entropi değişimini diğer özeliklerle ifade eden basit bağıntılar neden yoktur?

6-51 Buharlı bir ısıtma sisteminin radyatörünün hacmi 20 L olup, 200 kPa basınç ve 200 °C sıcaklıkta su buharı içermektedir. Bu anda radyatörün giriş ve çıkış vanaları kapatılmaktadır. Belirli bir süre sonra, odaya geçen ısı geçişi sonucu buharın sıcaklığı 80 °C olmaktadır. Bu hal değişimi sırasında buharın entropi değişimini (kJ/K) hesaplayın.
Çözüm: − 0.0806 kJ/K

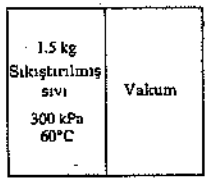
6-52 0.5 m^3 hacmi olan, sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 200 kPa basınç ve yüzde 40 kuruluk derecesinde soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Daha sonra soğutucu akışkana 35 °C sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı geçişi olmakta ve basıncı 400 kPa'e yükselmektedir. (*a*) Soğutucu akışkanın entropi değişimini, (*b*) Kaynağın entropi değişimini, (*c*) bu hal değişimi için toplam entropi değişimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 3.4835 kJ/K, (*b*) − 3.076 kJ/K, (*c*) 0.4075 kJ/K

6-53 İyi yalıtılmış, sabit hacimli kapalı bir kapta 100 kPa basınçta 2 kg doymuş sıvı buhar karışımı su vardır. Başlangıçta su kütlesinin dörtte üçü sıvı fazındadır. Daha sonra kabın içinde bulunan bir elektrikli ısıtıcı çalıştırılmakta ve suyun tümü buharlaşana kadar açık kalmaktadır. Hal değişimi sırasında su buharının entropi değişimini hesaplayın. *Çözüm:* 8.0962 kJ/K



ŞEKİL P6-53

6-54 Sabit hacimli, kapalı bir kap metal bir perdeyle iki bölmeye ayrılmıştır. Başlangıçta bölmelerden birinde 300 kPa basınç ve 60 °C sıcaklıkta 1.5 kg sıkıştırılmış sıvı su, diğerinde ise vakum bulunmaktadır. Daha sonra perde kaldırılmakta ve su tüm hacmi doldurmaktadır. Son halde kap içindeki basınç 15 kPa olduğuna göre, bu hal değişimi sırasında suyun entropi değişimini hesaplayın.
Çözüm: − 0.1134 kJ/K

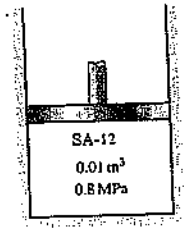


ŞEKİL P6-54

6-55 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 0.8 MPa basınç ve 50 °C sıcaklıkta 5 kg soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Soğutucu akışkan daha sonra sabit basınçta 24 °C sıcaklıkta sıvı oluncaya kadar soğutulmaktadır. Çevre sıcaklığı 20 °C olduğuna göre, bu hal değişimi için toplam entropi değişimini bulun. Hal değişimi tersinir mi, tersinmez midir, yoksa gerçekleşmesi olanaksız mıdır?

6-56 Yalıtılmış bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 150 kPa basınçta 5 L doymuş sıvı halinde su bulunmaktadır. Daha sonra silindir içinde bulunan bir elektrikli ısıtıcı çalıştırılarak sabit basınçta su üzerinde 2200 kJ elektrik işi yapılmaktadır. Hal değişimi sırasında suyun entropi değişimini kJ/K olarak hesaplayın. *Çözüm:* 14.3 kJ/K

6-57 Yalıtılmış bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 0.8 MPa basınçta 0.01 m^3 doymuş soğutucu akışkan–12 buharı bulunmaktadır. Soğutucu akışkan daha sonra tersinir bir biçimde 0.4 MPa basınca genişlemektedir. (*a*) Silindir içindeki son sıcaklığı, (*b*) soğutucu akışkan tarafından yapılan işi hesaplayın.



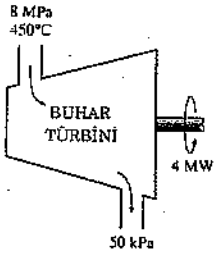
ŞEKİL P6-57

6-58 Soğutucu akışkan-12 sürekli akışlı adyabatik bir kompresöre 140 kPa basınçta doymuş buhar olarak girmekte ve 700 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Soğutucu akışkanın kompresör girişindeki hacimsel debisi 2 m^3/dakika'dır. Kompresörü çalıştırmak için gerekli en az gücü hesaplayın.

6-59 Su buharı sürekli akışlı adyabatik bir türbine 5 MPa basınç ve 400 °C sıcaklıkta girmekte ve 200 kPa basınçta çıkmaktadır. Türbinde birim su kütlesi için yapılabilecek en çok işi hesaplayın.
Çözüm: 678.4 kJ/kg

6-60 İyice yalıtılmış bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 300 kPa basınç ve 150 °C sıcaklıkta 0.65 m^3 su buharı bulunmaktadır. Buhar daha sonra tersinir bir biçimde 1 MPa basınca sıkıştırılmaktadır. Bu hal değişimi sırasında buhar üzerinde yapılan işi hesaplayın.

6-61 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 °C sıcaklıkta 0.5 kg doymuş su buharı bulunmaktadır. Daha sonra buhara ısı geçişi olmakta ve buhar 800 kPa basınca tersinir olarak ve sabit sıcaklıkta genişlemektedir. Bu hal değişimi sırasında yapılan işi ve ısı geçişini hesaplayın.

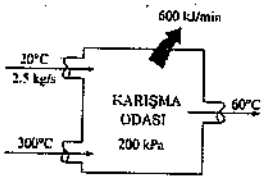


ŞEKİL P6-63

6-62 Su buharı bir yayıcıya 10 kPa basınç ve 50 °C sıcaklıkta, 250 m/s hızla girmekte, 50 °C sıcaklıkta doymuş buhar olarak, 50 m/s hızla çıkmaktadır. Yayıcının çıkış kesit alanı 0.4 m^2'dir. (*a*) Buharın kütle debisini, (*b*) yayıcıda ki akış sırasındaki toplam entropi üretimini hesaplayın. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul edin.
Çözüm: (*a*) 1.663 kg/s, (*b*) 0.00885 kW/K

6-63 Su buharı sürekli akışlı bir türbine 8 MPa basınç ve 450 °C sıcaklıkta girmekte ve 50 kPa basınçta doymuş buhar olarak çıkmaktadır. Türbinden geçen su buharının debisi 25000 kg/h, türbinin gücü ise 4 MW'tır. Türbindeki akış sırasında birim zamanda üretilen toplam entropiyi hesaplayın. Çevre sıcaklığını 25 °C kabul edin.
Çözüm: 8.38 kW/K

6-64 70 °C sıcaklıkta ve 1.8 kg/s debiyle akan sıcak su, adyabatik bir karışma odasında 20 °C sıcaklıkta akan soğuk suyla karıştırılmaktadır. Akış sürekli olup, karışım 42 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. (*a*) Soğuk suyun kütle debisini, (*b*) adyabatik karışma işlemi sırasında birim zamanda üretilen entropiyi hesaplayın. Karışma işleminin 200 kPa sabit basınçta gerçekleştiğini kabul edin.



ŞEKİL P6-65

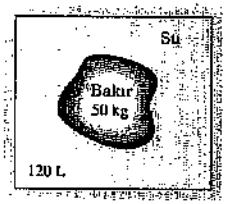
6-65 200 kPa basınç ve 20 °C sıcaklıktaki su, sürekli akışlı bir karışma odasında 200 kPa basınç ve 300 °C sıcaklıktaki kızgın su buharıyla karıştırılarak ısıtılmaktadır. Suyun debisi 2.5 kg/s olup, karışma odasından 25 °C sıcaklıktaki çevreye 600 kJ/dakika ısı geçişi olmaktadır. Karışımın basıncı 200 kPa ve sıcaklığı 60 °C olduğuna göre, (*a*) kızgın su buharının debisini, (*b*) karışma sırasındaki entropi üretimini hesaplayın. *Çözüm:* (a) 0.152 kg/s, (b) 0.297 kW/K

6-66 0.4 m^3 hacminde bir depo başlangıçta 200 °C sıcaklıkta doymuş sıvı halinde suyla doludur. Daha sonra deponun altındaki bir vana açılarak suyun toplam kütlesinin yarısı sıvı olarak dışarı akıtılmaktadır. Bu sırada suya 250 °C sıcaklıkta bir kaynaktan ısı geçişi olmakta ve depo içindeki suyun sıcaklığı sabit kalmaktadır. (*a*) Suya olan ısı geçişini, (*b*) toplam entropi değişimini hesaplayın.

Sıkıştırılamaz Maddelerin Entropi Değişimi

6-67K $\Delta S = mC_{ort} \ln(T_2/T_1)$ bağıntısı (6-33 numaralı denklem) sıkıştırılamaz maddeler için geliştirilmiştir. Bu bağıntı mükemmel gazların entropi değişimlerini hesaplamak için kullanılabilir mi? Eğer kullanılabilirse hangi koşullarda kullanılabilir?

6-68K Biri sıcak diğeri soğuk iki katı cismin adyabatik bir kapta biraraya getirildiğini düşünün. Bir süre sonra ısı geçişi sonucu kap içinde ısıl denge oluşmaktadır. Birinci yasa, sıcak cismin verdiği ısının soğuk cismin aldığı ısıya eşit olmasını gerektirir. İkinci yasaya göre sıcak cismin entropisindeki azalmanın, soğuk cismin entropisindeki artışa eşit olması gerekir mi?



ŞEKİL P6-69

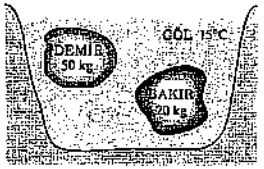
6-69 50 kg kütlesi olan, 80 °C sıcaklığında bir bakır külçe, içinde 25 °C sıcaklıkta 120 L su bulunan yalıtılmış bir kaba bırakılmaktadır. Son haldeki sıcaklığı ve hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimini hesaplayın.

6-70 5 kg kütlesi olan 350 °C sıcaklığında bir demir külçe, içinde 22 °C sıcaklığında 100 kg su bulunan yalıtılmış bir kaba konarak soğutulmaktadır. İşlem sırasında buharlaşan suyun yoğuşarak yeniden kaba döndüğünü kabul ederek toplam entropi üretimini hesaplayın.

6-71 20 kg kütlesi olan 200 °C sıcaklığında bir alüminyum külçeyle 20 kg kütlesi olan 100 °C sıcaklığında bir demir külçesi yalıtılmış kapalı bir kapta biraraya getirilmektedir. Son haldeki denge sıcaklığını ve hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimini hesaplayın.
Çözüm: 168.4 °C, 0.169 kJ/K

6-72 85 °C sıcaklığında kütlesi bilinmeyen bir demir parça, içinde 20 °C sıcaklıkta 100 L su bulunan bir kaba bırakılmaktadır. Demir parça soğurken, 200 W gücünde bir motorun çalıştırdığı döner kanat suyu karıştırmaktadır. 20 dakika sonra ısıl dengenin sağlandığı ve sıcaklığın 24 °C olduğu gözlenmektedir. Demir parçanın kütlesini ve hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimini hesaplayın.
Çözüm: 52.2 kg, 1.285 kJ/K

6-73 Her ikisi de 80 °C sıcaklıkta olan 50 kg kütlesinde bir demir külçeyle 20 kg kütlesinde bir bakır külçe, 15 °C sıcaklıktaki bir göle atılmaktadır. Bir süre sonra ısıl denge oluşmaktadır. Bu işlem sırasındaki toplam entropi değişimini hesaplayın.



ŞEKİL P6-73

Mükemmel Gazların Entropi Değişimleri

6-74K Sabit özgül ısı kabulü altında çıkarılan, mükemmel gazların entropi değişimleriyle ilgili iki bağıntının (6-37 ve 6-38 numaralı denklemler) eşdeğer olduklarını gösterin.

6-75K Özgül ısıları sabit kabul ederek, ikinci $T\,ds$ bağıntısından (6-26 numaralı denklem), mükemmel gazın entropi değişimini veren 6-38 numaralı bağıntıyı elde edin.

6-76K Mükemmel gaz tablolarındaki $s°$ fonksiyonu neyi temsil etmektedir?

6-77K Mükemmel gazların entalpi ve iç enerji gibi bazı özelikleri sadece sıcaklığın fonksiyonudur, başka bir deyişle $u = u(T)$ ve $h = h(T)$ olur. Aynı durum entropi için de sözkonusu mudur?

6-78K 6-38 numaralı denklemden yola çıkarak 6-45 numaralı denklemi elde edin.

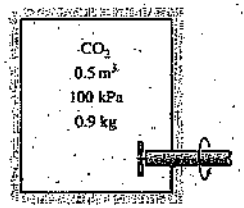
6-79K P_r ve v_r hangi adla bilinir? Kullanımları izantropik hal değişimleriyle sınırlı mıdır? Açıklayın.

6-80K Mükemmel bir gazın entropisi izotermal bir hal değişimi sırasında değişebilir mi?

6-81K Mükemmel bir gaz biri sabit hacimde diğeri sabit basınçta olmak üzere iki hal değişiminden geçmektedir. İlk ve son sıcaklıklar her iki durumda da aynıdır. Hangi durumda mükemmel gazın entropi değişimi daha büyük olacaktır? Açıklayın.

6-82 Oksijen gazı bir piston-silindir düzeneğinde sıkıştırılmaktadır. Başlangıçta oksijenin özgül hacmi 0.8 m^3/kg, sıcaklığı 25 °C, son halde

ise özgül hacmi 0.1 m^3/kg, sıcaklığı 287 °C olmaktadır. Bu hal değişimi sırasında oksijenin entropi değişimini (*a*) özgül ısıların sabit olduğunu kabul ederek, (*b*) özgül ısıların sıcaklıkla değiştiğini gözönüne alarak hesaplayın.



ŞEKİL P6-83

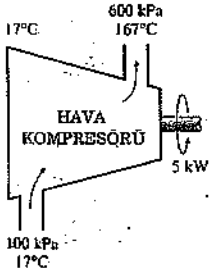
6-83 Hacmi 0.5 m^3 olan, yalıtılmış, sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 100 kPa basınçta 0.9 kg karbon dioksit vardır. Daha sonra gaz üzerinde, basıncı 120 kPa olana kadar döner kanat işi yapılmaktadır. Karbon dioksitin bu hal değişimi sırasındaki entropi değişimini kJ/K cinsinden hesaplayın. Özgül ısıları sabit kabul edin.
Çözüm: 0.108 kJ/K

6-84 Yalıtılmış bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 120 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıkta 300 L hava bulunmaktadır. Daha sonra hava silindir içinde bulunan 200 W gücünde bir elektrikli ısıtıcıyla 15 dakika süreyle ısıtılmaktadır. Bu sırada havanın basıncı sabit kalmaktadır. Havanın entropi değişimini (*a*) özgül ısıların sabit olduğunu kabul ederek, (*b*) özgül ısıların sıcaklıkla değiştiğini gözönüne alarak hesaplayın.

6-85 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 120 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta 1.2 kg azot bulunmaktadır. Daha sonra gaz yavaşça $PV^{1.3}$ = *sabit* olacak bir biçimde politropik bir hal değişimiyle sıkıştırılmaktadır. Hal değişimi hacim yarı yarıya azaldığı zaman sona ermektedir. Bu hal değişimi sırasında azotun entropi değişimini hesaplayın.
Çözüm: – 0.0615 kJ/K

6-86 Başlangıçta 20 °C sıcaklığı ve 3 m^3/kg özgül hacmi olan 3 kg helyum bir hal değişiminden geçerek 130 °C sıcaklık ve 0.5 m^3/kg özgül hacime ulaşmaktadır. Helyumun bu hal değişimi sırasındaki entropi değişimini, hal değişiminin (*a*) tersinir, (*b*) tersinmez olduğunu kabul ederek hesaplayın.

6-87 Bir piston-silindir düzeneğinde bulunan hava, 90 kPa basınç ve 20 °C sıcaklıktan 400 kPa basınca, tersinir sabit sıcaklıkta bir hal değişimiyle sıkıştırılmaktadır. (*a*) Havanın entropi değişimini, (*b*) hava üzerinde yapılan işi hesaplayın.



ŞEKİL P6-88

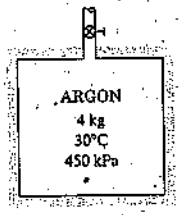
6-88 Hava, 5 kW gücü olan sürekli akışlı bir kompresörde 100 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıktan, 600 kPa basınç ve 167 °C sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Havanın kütle debisi 1.6 kg/dakikadır. Sıkıştırma işlemi sırasında kompresörle 17 °C sıcaklıktaki çevre hava arasında bir miktar ısı geçişi olmaktadır. (*a*) Havanın birim zamanda olan entropi değişimini, (*b*) çevrenin birim zamanda olan entropi değişimini, (*c*) sıkıştırma işlemi sırasındaki toplam entropi üretimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) – 0.0025 kW/K, (*b*) 0.00331 kW/K, (*c*) 0.00081 kW/K

6-89 Yalıtılmış, sabit hacimli kapalı bir kap metal bir perdeyle iki bölmeye ayrılmıştır. Başlangıçta bölmelerden birinde 400 kPa basınç ve 50 °C sıcaklıkta 5 kmol mükemmel bir gaz diğerinde ise vakum bulunmaktadır. Daha sonra perde kaldırılmakta ve gaz tüm hacmi doldurmaktadır. Hal değişimi sırasındaki entropi değişimini hesaplayın.
Çözüm: 28.81 kJ/K

6-90 Hava bir piston-silindir düzeneğinde 100 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıktan, 800 kPa basınca tersinir adyabatik bir hal değişimiyle

sıkıştırılmaktadır. Son haldeki sıcaklığı ve yapılan işi (*a*) özgül ısıların sabit olduğunu kabul ederek, (*b*) özgül ısıların sıcaklıkla değiştiğini gözönüne alarak hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 525.3 K, 171.1 kJ/kg; (*b*) 522.4 K, 169.3 kJ/kg

6-91 Helyum gazı, 100 kPa basınç ve 30 °C sıcaklıktan, 500 kPa basınca tersinir adyabatik bir hal değişimiyle sıkıştırılmaktadır. Son haldeki sıcaklığı ve birim kütle için yapılan işi, sıkıştırmanın (*a*) bir piston silindir düzeneğinde, (*b*) sürekli akışlı bir kompresörde yapıldığını kabul ederek hesaplayın.



ŞEKİL P6-92

6-92 Yalıtılmış, sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 450 kPa basınç ve 30 °C sıcaklıkta 4 kg argon gazı bulunmaktadır. Daha sonra kaba bağlı bir vana açılmakta ve argon, kap içindeki basınç 150 kPa oluncaya kadar dışarı akmaktadır. Kap içinde kalan argonun tersinir adyabatik bir hal değişiminden geçtiğini kabul ederek, son halde kap içindeki argonun kütlesini bulun. *Çözüm:* 2.07 kg

6-93 Hava sürekli akışlı adyabatik bir lüleye 400 kPa basınç ve 247 °C sıcaklıkta, 60 m/s hızla girmekte, 80 kPa basınca kadar genişlemektedir. Havanın mükemmel bir gaz olduğunu, özgül ısıların sıcaklıkla değiştiğini ve tersinmezliklerin olmadığını kabul ederek havanın çıkış hızını bulun.

6-94 Hava sürekli akışlı bir lüleye 280 kPa basınç ve 77 °C sıcaklıkta, 50 m/s hızla girmekte, 85 kPa basınçta 320 m/s hızla çıkmaktadır. Lüleden, 20 °C sıcaklıktaki çevre ortama 3.2 kJ/kg ısı geçişi olmaktadır. (*a*) Çıkış sıcaklığını, (*b*) toplam entropi değişimini hesaplayın.

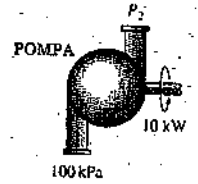
6-95 Hava sürekli akışlı bir kompresöre 96 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıkta düşük bir hızla girmekte, 1 MPa basınç, 327 °C sıcaklıkta 120 m/s hızla çıkmaktadır. Kompresörden 17 °C sıcaklıktaki çevre ortama 1500 kJ/dakika ısı geçişi olmaktadır. Kompresörün gerektirdiği güç 300 kW'tır. (*a*) Havanın kütle debisini, (*b*) birim zamanda entropi üretimini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.848 kg/s, (*b*) 0.144 kW/K

Tersinir Sürekli Akış İşi

6-96K Büyük kompresörlerde güç tüketimini azaltmak için, sıkıştırılan gaz genellikle soğutulur. Sıkıştırma sırasında gazı soğutmanın güç tüketimini nasıl azalttığını açıklayın.

6-97K Buharlı güç santrallerindeki türbinler hemen hemen adyabatik koşullarda çalışırlar. Bir işletme mühendisi bu durumu değiştirmek ve türbin gövdesinin dışından su akıtarak türbinden geçen buharı soğutmayı önermektedir. Düşüncesine göre, buharın entropisi bu yolla azaltılacak, türbinin verimi ve yaptığı iş artırılacaktır. Bu öneriyi değerlendirin.

6-98K Sıkıştırma sırasında gazı soğutmanın kompresörün tükettiği gücü azaltacağı bilinmektedir. Bu düşünceden esinlenen bir kişi, pompadan akan akışkanın soğutulmasının pompa işini azaltacağını öne sürmektedir. Bu öneriyi destekler misiniz? Açıklayın.



ŞEKİL P6-100

6-99 Su, bir güç santralinin kazan besleme suyu pompasına 20 kPa basınçta, 20 kg/s debiyle girmekte ve 6 MPa basınçta çıkmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal edip, hal değişiminin tersinir olduğunu varsayarak, pompayı çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın.

6-100 Su, 10 kW gücünde bir pompaya, 100 kPa basınçta 5 kg/s debiyle girmektedir. Suyun pompa çıkışında sahip olabileceği en yüksek basıncı hesaplayın. Suyun kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal edin ve özgül hacmini 0.001 m^3/kg alın. *Çözüm:* 2100 kPa

6-101 120 kPa basınçta doymuş buhar halinde soğutucu akışkan-12, adyabatik bir kompresörde tersinir olarak 800 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Akışkanın birim kütlesi için yapılması gereken işi hesaplayın. Soğutucu akışkan sıkıştırılmadan önce sabit basınçta yoğuşturulsaydı, gerekli iş ne olurdu? *Çözüm:* 33.49 kJ/kg, 0.50 kJ/kg

6-102 10 MPa ve 20 kPa basınç sınırları arasında çalışan bir buharlı güç santrali düşünün. Su pompaya doymuş sıvı halinde girmekte ve türbinden doymuş buhar halinde çıkmaktadır. Türbin tarafından yapılan işin, pompayı çalıştırmak için gerekli işe oranını hesaplayın. Tüm çevrimin tersinir olduğunu, türbin ve pompada ısı kayıplarının ihmal edilebileceğini kabul edin.

6-103 Su 15 kW gücünde bir pompaya 120 kPa basınçta girmekte ve 3 Mpa basınçta çıkmaktadır. Eğer pompanın giriş ve çıkışı arasında 10 m yükseklik farkı varsa, bu pompanın basabileceği en yüksek su debisini hesaplayın. Suyun kinetik enerji değişimini ihmal edin ve özgül hacmini 0.001 m^3/kg alın.

6-104 Helyum gazı sürekli akışlı bir kompresörde 80 kPa basınç ve 20 °C sıcaklıktan, 600 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Helyumun kompresör girişindeki hacimsel debisi 0.2 m^3/s'dir. Kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü, sıkıştırmanın (*a*) izantropik, (*b*) $n = 1.2$ olmak üzere politropik, (*c*) eşsıcaklıkta ve (*d*) $n = 1.2$ olmak üzere politropik, iki kademeli ve arasoğutmalı olduğunu kabul ederek hesaplayın.

6-105 Azot gazı, 10 kW gücünde, sürekli akışlı bir kompresörle 80 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıktan 480 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Kompresörde akan azotun debisini, sıkıştırmanın (*a*) izantropik, (*b*) $n = 1.3$ olmak üzere politropik, (*c*) sabit sıcaklıkta ve (*d*) $n = 1.3$ olmak üzere iki kademeli ve arasoğutmalı politropik, olduğunu kabul ederek hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.048 kg/s, (*b*) 0.05 kg/s, (*c*) 0.063 kg/s, (*d*) 0.058 kg/s

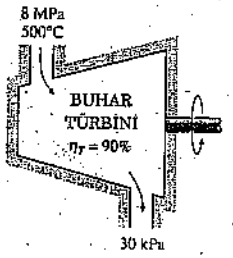
Sürekli Akışlı Makinelerin Adyabatik Verimleri

6-106K (*a*) Adyabatik türbin, (*b*) adyabatik kompresör ve (*c*) adyabatik lüle için mükemmeli simgeleyen hal değişimlerini açıklayın ve her makine için adyabatik verimin tanımını yapın.

6-107K Soğutma yapılan kompresörlerde izantropik hal değişimi mükemmeli simgeleyen hal değişimi kabul edilebilir mi? Açıklayın.

6-108K *T-s* diyagramında, adyabatik bir türbinin gerçek çıkış halinin (2), izantropik çıkış halinin (2*s*) sağında olması zorunlu mudur? Neden?

6-109 Su buharı adyabatik bir türbine 8 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta, 3 kg/s debiyle girmekte, 30 kPa basınca kadar genişlemektedir. Türbinin adyabatik verimi 0.9'dur. Buharın kinetik enerji değişimini ihmal ederek, (*a*) türbin çıkışında buharın sıcaklığını, (*b*) türbinin gücünü hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 69.1 °C, (*b*) 3052 kW



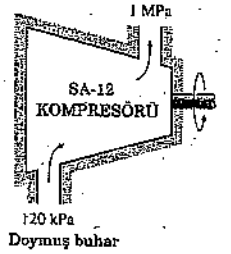
ŞEKİL P6-109

6-110 Su buharı adyabatik bir türbine 6 MPa basınç, 600 °C sıcaklık ve 80 m/s hızla girmekte, 50 kPa basınç, 100 °C sıcaklık ve 140 m/s hızla çıkmaktadır. Türbinin gücü 5 MW'tır. (*a*) Türbinde akan buharın debisini, (*b*) türbinin adyabatik verimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 5.16 kg/s, (*b*) yüzde 83.7

6-111 Argon gazı adyabatik bir türbine 800 °C sıcaklık ve 1.5 MPa basınçta, 80 kg/dakika debiyle girmekte ve 200 kPa basınçta çıkmaktadır. Türbinin gücü 370 kW olduğuna göre, türbinin adyabatik verimini bulun.

6-112 Yanma sonu gazları adyabatik bir gaz türbinine 1200 K sıcaklık ve 800 kPa basınçta girmekte, 400 kPa basınçta düşük bir hızla çıkmaktadır. Türbinin adyabatik verimi yüzde 86'dır. Yanma sonu gazlarını hava gibi kabul ederek, türbinin gücünü hesaplayın.
Çözüm: 188.8 kJ/kg

6-113 Soğutucu akışkan-12, sürekli akışlı adyabatik bir kompresöre 120 kPa basınçta doymuş buhar olarak girmekte ve 1 MPa basınca sıkıştırılmaktadır. Soğutucu akışkanın kompresör girişindeki hacimsel debisi 0.3 m^3/dakika, kompresörün adyabatik verimi ise yüzde 80'dir. (*a*) Soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığını, (*b*) kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın. Hal değişimini doyma eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin. *Çözüm:* (*a*) 67.1 °C, (*b*) 1.75 kW



ŞEKİL P6-113

6-114 Hava sürekli akışlı adyabatik bir kompresöre 100 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıkta girmekte, 257 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Havanın kompresör girişindeki hacimsel debisi 1.2 m^3/s olup, kompresörün adyabatik verimi yüzde 84'dür. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal ederek, (*a*) havanın çıkış basıncını, (*b*) kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın.

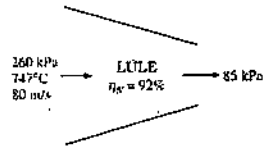
6-115 Hava sürekli akışlı adyabatik bir kompresöre 95 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta girmekte, 600 kPa basınç ve 277 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Özgül ısıların sıcaklıkla değiştiğini gözönüne alarak, ayrıca kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini de ihmal ederek (*a*) kompresörün adyabatik verimini, (*b*) sıkıştırmanın tersinir olması durumunda havanın çıkış sıcaklığını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) yüzde 81.9, (*b*) 505.5 K

6-116 Argon gazı sürekli akışlı adyabatik bir kompresöre 120 kPa basınç ve 30 °C sıcaklıkta, 20 m/s hızla girmekte, 1.2 MPa basınca sıkıştırılarak 80 m/s hızla çıkmaktadır. Kompresörün adyabatik verimi yüzde 85 olduğuna göre, (*a*) argonun çıkış sıcaklığını, (*b*) akışkanın birim kütlesi üzerinde yapılan işi hesaplayın.

6-117 Karbon dioksit sürekli akışlı adyabatik bir kompresöre 100 kPa basınç ve 300 K sıcaklıkta girmekte, 600 kPa basınç ve 450 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Karbon dioksitin kütle debisi 0.5 kg/s'dir. Kinetik enerji

değişimlerini ihmal ederek, (*a*) kompresörün adyabatik verimini, (*b*) sıkıştırma sırasında birim zamanda üretilen entropiyi hesaplayın.

6-118 Hava adyabatik bir lüleye 400 kPa basınç ve 547 °C sıcaklıkta, düşük bir hızla girmekte, 290 m/s hızla çıkmaktadır. Lülenin adyabatik verimi yüzde 90 olduğuna göre, havanın çıkış sıcaklığını ve basıncını hesaplayın.



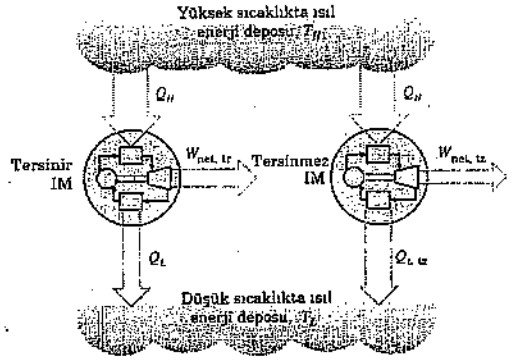
ŞEKİL P6-119

6-119 Sıcak yanma sonu gazları bir turbojet motorunun lülesine 260 kPa basınç, 747 °C sıcaklık ve 80 m/s hızla girmekte, 85 kPa basınca kadar genişlemektedir. Lülenin adyabatik verimi yüzde 92'dir. Yanma sonu gazlarını hava gibi alarak, lüleden (*a*) çıkış hızını, (*b*) çıkış sıcaklığını hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 828.2 m/s, (*b*) 786.3 K

6-120 Su buharı adyabatik bir lüleye 3 MPa basınç, 400 °C sıcaklık ve 70 m/s hızla girmekte, 2 MPa basınca genişledikten sonra 320 m/s hızla çıkmaktadır. Lülenin giriş kesit alanı 7 cm^2 olduğuna göre, (*a*) çıkış sıcaklığını, (*b*) genişleme sırasındaki entropi üretimini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 370.4 °C, (*b*) 0.0517 kW/K

Genel Tekrar Problemleri

6-121 Clausius eşitsizliğinin doğruluğunu, T_L ve T_H sıcaklıklarında iki ısıl enerji deposu arasında çalışan biri tersinir diğeri tersinmez iki ısı makinesini kullanarak gösterin.

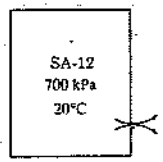


ŞEKİL P6-121

6-122 Tersinir sürekli akış işiyle tersinir hareketli sınır işi arasındaki farkın akış enerjisine eşit olduğunu gösterin.

6-123 0.5 cm kalınlığında, 2 m × 2 m boyutlarında bir pencere camının iç ve dış yüzeylerinin sıcaklıkları bir kış gününde sırasıyla 10 °C ve 3 °C olmaktadır. Camın ısı iletim katsayısı 0.78 W/m · °C olduğuna göre, 5 saatlik bir süre içinde camdan olan ısı geçişini hesaplayın. Ayrıca bu süre içinde cam içindeki entropi üretimini belirleyin.

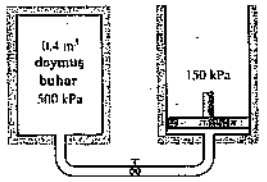
6-124 5 L hacminde, iyi yalıtılmış, sabit hacimli kapalı bir kapta, başlangıçta 700 kPa basınçta ve 20 °C sıcaklıkta soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Daha sonra kapta bir çatlak oluşmakta ve soğutucu



ŞEKİL P6-124

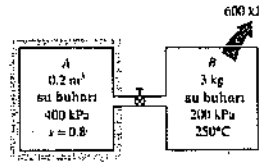
akışkan yavaş yavaş dışarı sızmaktadır. Kap içinde kalan soğutucu akışkanın tersinir adyabatik bir hal değişiminden geçtiğini kabul ederek, basınç 240 kPa olduğunda kap içinde kalan kütleyi hesaplayın. *Çözüm:* 0.432 kg

6-125 İçinde 500 kPa basınçta doymuş su buharı bulunan 0.4 m^3 hacminde yalıtılmış bir depo, Şekil P6-125'te görüldüğü gibi vana aracılığıyla bir piston-silindir düzeneğine bağlanmıştır. Silindir ve piston yalıtılmış olup, başlangıçta piston silindirin tabanına dokunmaktadır. Pistonu hareket ettirmek için silindir içindeki basıncın 150 kPa olması gerekmektedir. Daha sonra vana biraz açılmakta ve su buharı silindire akmaktadır. Depo içindeki basınç 150 kPa'e düştüğünde vana kapatılmaktadır. Depoda kalan buharın tersinir adyabatik bir hal değişimi geçirdiğini kabul ederek, (*a*) depo içindeki, (*b*) silindir içindeki buharın son sıcaklığını hesaplayın.



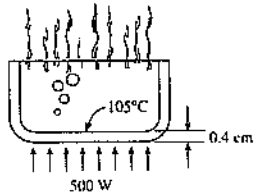
ŞEKİL P6-125

6-126 Sabit hacimli iki kapalı kap bir vanayla birbirlerine bağlanmışlardır (Şekil P6-126). A kabı *yalıtılmış* olup başlangıçta içinde 400 kPa basınçta ve yüzde 80 kuruluk derecesinde 0.2 m^3 su buharı bulunmaktadır. B kabı *yalıtılmamış* olup, başlangıçta içinde 200 kPa basınç ve 250 °C sıcaklıkta 3 kg su buharı bulunmaktadır. Daha sonra vana açılmakta ve A kabındaki basınç 300 kPa olana kadar, A'dan B'ye buhar akışı olmaktadır. Bu süre içinde B kabından 0 °C sıcaklıktaki çevre ortama 600 kJ ısı geçmektedir. A kabının içinde kalan buharın tersinir adyabatik bir hal değişiminden geçtiğini kabul ederek, (*a*) her iki kap içindeki son sıcaklığı, (*b*) toplam entropi üretimini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 133.55 °C, 113.0 °C, (*b*) 0.912 kJ/K



ŞEKİL P6-126

6-127 Alüminyum bir tencerenin (k = 237 W/m · K) 20 cm çapında ve 0.4 cm kalınlığında düz bir tabanı vardır. Tencere içinde kaynayan suya ocaktan sürekli olarak 500 W ısı geçişi olmaktadır. Tencere tabanının iç yüzey sıcaklığı 105 °C olduğuna göre, (*a*) tencere tabanının dış yüzey sıcaklığını, (*b*) tencere tabanı içinde birim zamanda üretilen entropiyi W/K cinsinden hesaplayın.



ŞEKİL P6-127

6-128 800 W gücü olan, 50 cm uzunluğunda ve 0.5 cm çapında bir elektrikli ısıtıcı, başlangıçta 20 °C sıcaklıktaki 40 kg suya daldırılmıştır. Su kabının iyice yalıtılmış olduğunu kabul ederek, su sıcaklığının 80 °C'ye yükselmesi için geçecek süreyi ve hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimini, kJ/K cinsinden hesaplayın.

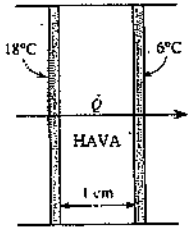
6-129 10 m uzunluğunda ve 5 cm dış çapında bir sıcak su borusunun dış yüzey sıcaklığı 80 °C'dur. Borudan 5 °C sıcaklığındaki çevre ortama doğal taşınımla ısı geçişi olmaktadır. Boru dış yüzeyiyle ortam arasındaki taşınım katsayısı 25 W/m^2 · °C'dir. Borudan çevre ortama doğal taşınımla olan ısı geçişini ve çevre ortamda birim zamanda olan entropi üretimini W/K cinsinden hesaplayın.

6-130 Buharlı güç santrallerinde, kazan besleme suyu, türbinden ayrılan buharla, besleme suyu ısıtıcısı adı verilen ısı değiştiricilerinde ısıtılır. Buhar bir besleme suyu ısıtıcısına 1 Mpa basınç ve 200 °C sıcaklıkta girmekte ve aynı basınçta doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. Kazan besleme suyu ise ısıtıcıya 2.5 MPa basınç ve 50 °C sıcaklıkta girmekte ve buhar çıkış sıcaklığının 10 °C altında çıkmaktadır. Isı-

tıcıdan çevreye olan ısı geçişini ihmal ederek (*a*) türbinden ayrılan buharın kütle debisinin, kazan besleme suyunun kütle debisine oranını, (*b*) kazan besleme suyunun birim kütlesi için toplam entropi değişimini hesaplayın.

6-131 Hacmi 0.1 m^3 olan sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 1 MPa basınç ve yüzde 100 kuruluk derecesinde soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Kap bir vanayla içinden 1.4 Mpa basınç ve 30 °C sıcaklıkta soğutucu akışkan-12 akan bir boruya bağlanmıştır. Daha sonra vana açılmakta, soğutucu akışkan-12 kaba akmakta, kap içinde 1.2 MPa basınçta doymuş sıvı haline erişildiğinde vana kapatılmaktadır. (*a*) Kaba giren soğutucu akışkan-12 kütlesini, (*b*) 50 °C sıcaklıktaki çevreyle olan ısı alışverişini, (*c*) doldurma işlemi sırasındaki entropi üretimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 115.67 kg, (*b*) 1564 kJ, (*c*) 0.0907 kJ/K

6-132 Sıvı fazındaki su gibi sıkıştırılamaz bir maddeye ısı geçişi sırasında, suyun entropi değişimi 6-33 numaralı denklemden belirlenebilir: $\Delta S = mC_{ort} \ln (T_2/T_1)$. Göl gibi bir ısıl enerji deposu için bu bağıntının 6-6 numaralı bağıntıya ($\Delta S = Q/T$) sadeleştirilebileceğini gösterin.



ŞEKİL P6-133

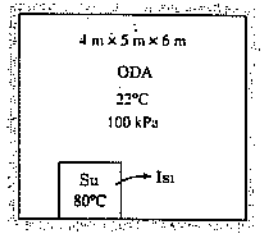
6-133 2 m × 2 m boyutlarında çift camlı bir pencerinin iç ve dış camları sırasıyla 18 °C ve 6 °C sıcaklıklarındadır. Camlar arasındaki boşlukta durgun hava (k_t = 0.026 W/m · K) bulunduğunu ve camların her birinin sabit sıcaklıkta olduğunu kabul ederek, pencereden olan ısı geçişini (W) hesaplayın. Pencerenin her iki yüzündeki entropi geçişini ve pencere içindeki entropi üretimini W/K cinsinden hesaplayın.

6-134 İyi yalıtılmış 4 m × 4 m × 5 m boyutlarında bir oda, buharlı bir ısıtma sisteminin radyatörüyle ısıtılmaktadır. Radyatörün hacmi 15 L olup, başlangıçta 200 kPa basınç ve 200 °C sıcaklıkta su buharıyla doludur. Daha sonra radyatörün vanaları kapatılmaktadır. Oda sıcaklığı başlangıçta 10 °C olup, 120 W gücünde bir fan oda içinde hava dolaşımını sağlamaktadır. Odaya olan ısı geçişi sonunda radyatör içindeki buharın basıncı yarım saat sonra 100 kPa'e düşmektedir. Özgül ısılar için oda sıcaklığında sabit değerler kullanarak, (*a*) yarım saat sonunda oda içindeki ortalama hava sıcaklığını, (*b*) buharın entropi değişimini (*c*) odadaki havanın entropi değişimini, (*d*) bu süre içindeki toplam entropi üretimini kJ/K olarak hesaplayın. Oda içindeki hava basıncının 100 kPa değerinde sabit kaldığını kabul edin.

6-135 Pasif ısıtmaya göre tasarlanmış bir güneş evinin iç sıcaklığı, dış sıcaklığın 3 °C olduğu bir gecede 10 saat süreyle 22 °C değerinde tutulmak istenmektedir. Bu koşullarda evin ısı kaybı 50000 kJ/h olmaktadır. Ev, her biri 20 L su alabilen ve gündüz güneş enerjisiyle 80 °C sıcaklığa ısıtılan 50 cam kavanozdan iç ortama olan ısı geçişiyle ısınmaktadır. Ayrıca termostatla kontrol edilen 15 kW gücünde bir elektrikli ısıtıcı gerektiği zaman devreye sokularak evin iç sıcaklığının 22 °C'nin altına düşmemesi sağlanmaktadır. Elektrikli ısıtıcının belirtilen gece ne kadar süre açık kaldığını ve gece boyunca ne kadar entropi üretildiğini hesaplayın.

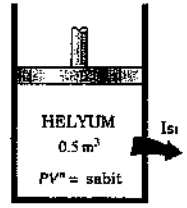
6-136 Boşken ağırlığı 30 kg olan 0.2 m^3 hacminde bir çelik kap, sıvı suyla doldurulmaktadır. Başlangıçta kabın ve suyun sıcaklıkları 50 °C dir. Daha sonra kap ve su 25 °C olan çevre sıcaklığına soğumaktadır. Bu hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimini hesaplayın.
Çözüm: 2.83 kJ/K

6-137 80 °C sıcaklıktaki bir ton (1000 kg) sıvı su, başlangıçta 22 °C sıcaklıkta ve 100 kPa basınçta olan, iyi yalıtılmış 4 m × 5 m × 6 m boyutlarında kapalı bir odaya konmaktadır. Hava ve su için oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek, (*a*) odanın son haldeki denge sıcaklığını, (*b*) hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimini (kJ/K) hesaplayın.



ŞEKİL P6-137

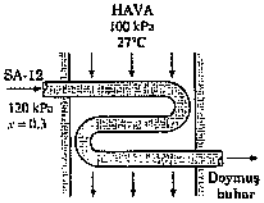
6-138 Bir piston silindir düzeneğinde başlangıçta 150 kPa basınç ve 20 °C sıcaklıkta 0.5 m^3 helyum gazı bulunmaktadır. Helyum daha sonra politropik (PV^n = sabit) bir hal değişimiyle 400 kPa basınç ve 140 °C sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. (*a*) Helyumun entropi değişimini, (*b*) çevrenin entropi değişimini hesaplayın, ayrıca (*c*) sıkıştırma işleminin tersinir mi, tersinmez mi olduğunu, gerçekleşip gerçekleşmeyeceğini belirleyin. Çevre sıcaklığını 20 °C kabul edin.



ŞEKİL P6-138

6-139 Hava sürekli akışlı bir kompresörde, 100 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıktan, 700 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Havanın debisi 2 kg/dakika'dır. Sıkıştırmanın (*a*) adyabatik, (*b*) sabit sıcaklıkta olması durumunda kompresörü çalıştırmak için gerekli en az gücü hesaplayın. Havayı mükemmel gaz, özgül ısıları sıcaklığa bağlı kabul edin. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal edin.
Çözüm: (*a*) 7.21 kW, (*b*) 5.4 kW

6-140 Hava pencere tipi bir klima cihazının buharlaştırıcısına 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta 6 m^3/dakika debiyle girmektedir. Soğutucu akışkan-12 ise buharlaştırıcıya 120 kPa basınçta, 0.3 kuruluk derecesiyle girmekte ve aynı basınçta doymuş buhar olarak çıkmaktadır. Soğutucu akışkan-12'nin debisi 2 kg/dakika'dır. Havanın çıkış sıcaklığını ve soğutma işlemi sırasındaki toplam entropi üretimini (*a*) klima cihazının dış yüzeylerinin yalıtılmış olduğunu, (*b*) klima cihazından 32 °C sıcaklıktaki çevre ortama 30 kJ/dakika ısı geçişi olduğunu kabul ederek hesaplayın.
Çözüm: (*a*) −5.7 °C, 0.00194 kW/K, (*b*) −1.4 °C, 0.00216 kW/K



ŞEKİL P6-140

6-141 4 m × 5 m × 6 m boyutlarında bir odadan 5 °C sıcaklıktaki çevre ortama 10000 kJ/h ısı geçişi vardır. Oda başlangıçta 20 °C sıcaklıkta ve 100 kPa basınçta olup, 24 saat süreyle bu sıcaklıkta tutulmak istenmektedir. Bu amaçla odaya, içinde sıcak su bulunan bir tonluk (1000 kg) bir çelik depo konmaktadır. (*a*) Odanın ısı gereksinimini karşılayabilmek için depodaki sıcak su en az kaç °C sıcaklıkta olmalıdır? (*b*) 24 saat süresince gerçekleşen toplam entropi üretimini hesaplayın. Hava ve suyun özgül ısılarını sabit kabul edin ve oda sıcaklığındaki değerlerini alın.

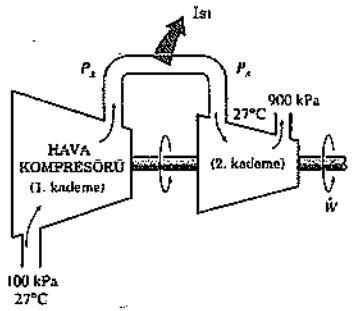
6-142 İyi yalıtılmış bir silindir, hareket edebilen fakat sızdırmaz bir pistonla iki bölmeye ayrılmıştır. Başlangıçta pistonun bir tarafında 500 kPa basınç ve 80 °C sıcaklıkta 1 m^3 azot gazı, diğer tarafında ise 500 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta 1 m^3 helyum gazı bulunmaktadır. Daha

sonra pistonun bir tarafından diğer tarafına ısı geçişi olmakta ve ısıl denge sağlanmaktadır. Oda sıcaklığında sabit özgül ısı değerleri kabul ederek, (*a*) silindir içinde son haldeki denge sıcaklığını, (*b*) hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimini hesaplayın. Piston sabit (hareket edemez) olsaydı yanıtınız ne olurdu?

6-143 Yukarıdaki problemi pistonun bakırdan yapıldığını, kütlesinin 5 kg olduğunu ve başlangıçta gazların ortalama sıcaklığında bulunduğunu kabul ederek çözün.

6-144 5 m^3 hacminde, yalıtılmış sabit hacimli bir kapta başlangıçta 500 kPa basınçta ve 57 °C sıcaklıkta hava bulunmaktadır. Daha sonra kabın üstünde bulunan bir vana açılmakta ve içerideki basınç 200 kPa oluncaya kadar, havanın dışarı akması sağlanmaktadır. Bu sırada kap içindeki havanın sıcaklığı bir elektrikli ısıtıcı yardımıyla sabit tutulmaktadır. Bu süreç içinde (*a*) yapılan elektrik işini, (*b*) toplam entropi değişimini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) −1500 kJ, (*b*) 4.47 kJ/K

6-145 Hava iki kademeli bir kompresöre 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta girmekte ve 900 kPa basınca sıkıştırılmaktadır (Şekil P6-145). Her iki kademedeki basınç oranı eşit olup, kademeler arasında soğutma yapılmaktadır. Sıkıştırmanın izantropik olduğunu kabul ederek, hava debisinin 0.02 kg/s olması durumunda, kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın. Sadece bir kademeli sıkıştırma yapılsaydı cevap ne olurdu? *Çözüm:* 4.44 kW, 5.26 kW

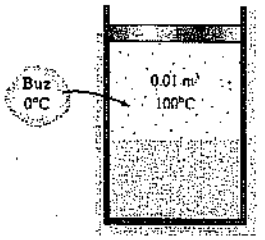


ŞEKİL P6-145

6-146 Kademeleri arasında gazı soğutmak için iki arasoğutucusu bulunan üç kademeli izantropik bir kompresör düşünün. Sıkıştırma için gerekecek işin en küçük değerini almasını sağlayacak P_x ve P_y ara basınçlarını, giriş ve çıkış basınçları (P_1 ve P_2) ile ifade edin.
Çözüm: $P_x = (P_1^2 P_2)^{1/3}$, $P_y = (P_1 P_2^2)^{1/3}$

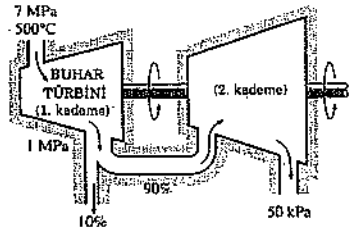
6-147 Yalıtılmış bir kapta bulunan 20 °C sıcaklıktaki bir ton (1000 kg) suyu soğutmak için, içine −5 °C sıcaklıkta 80 kg buz atılmaktadır. (*a*) Son halde kap içindeki denge sıcaklığını, (*b*) hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimini hesaplayın. Atmosfer basıncında buzun erime sıcaklığı ve erime gizli ısısı sırasıyla 0 °C ve 333.7 kJ/kg'dır.

6-148 Yalıtılmış bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 100 °C sıcaklık ve 0.2 kuruluk derecesinde 0.01 m^3 doymuş sıvı buhar karışımı su bulunmaktadır. Daha sonra silindire −5 °C sıcaklığında bir miktar buz konulmaktadır. Isıl dengeye erişildiğinde silindirde 100 °C sıcaklıkta doymuş sıvı bulunuyorsa, (*a*) konulan buz kütlesini ve (*b*) bu işlem sırasındaki toplam entropi üretimini hesaplayın. Atmosfer basıncında buzun erime sıcaklığı ve erime gizli ısısı sırasıyla 0 °C ve 333.7 kJ/kg dır.



ŞEKİL P6-148

6-149 7 Mpa basınç ve 500 °C sıcaklıktaki su buharı iki kademeli adyabatik bir türbine 15 kg/s kütle debisiyle girmektedir. Buharın yüzde 10'u birinci kademenin sonunda, 1 MPa basınçta başka amaçlar için ayrılmaktadır. Buharın geri kalan kısmı ikinci kademede 50 kPa basınca kadar genişlemekte ve türbinden çıkmaktadır. Türbinin ürettiği gücü, (*a*) genişlemenin tersinir olduğunu, (*b*) türbinin adyabatik verimi-nin yüzde 88 olduğunu kabul ederek hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 14928 kW, (*b*) 13136 kW



ŞEKİL P6-149

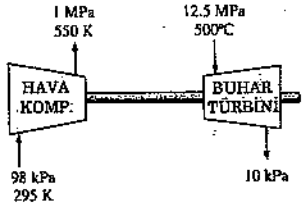
6-150 Su buharı iki kademeli adyabatik bir türbine 8 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmekte ve birinci kademede 2 MPa basınca kadar genişlemektedir. Daha sonra buhar sabit basınçta 500 °C sıcaklığa yeniden ısıtılmakta ve ikinci kademede 100 kPa basınca genişlemektedir. Türbinin gücü 40 MW'tır. Türbinin her iki kademesinde adyabatik verimin yüzde 84 olduğunu kabul ederek, buhar debisini hesaplayın. Buharın hal değişimini, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin. *Çözüm:* 36.8 kg/s

6-151 Soğutucu akışkan-12, sürekli akışlı adyabatik bir kompresöre 140 kPa basınç ve −20 °C sıcaklıkta girmekte, 700 kPa basınç ve 60 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Kompresörün gücü 0.5 kW'tır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal ederek, (*a*) kompresörün adyabatik verimini, (*b*) kompresörün girişinde soğutucu akışkanın hacimsel debisini (L/dakika) hesaplayın. Ayrıca giriş koşulları aynı kalmak üzere, 0.5 kW gücündeki bu kompresörün, ikinci yasaya aykırı olmadan sıkıştırabileceği en yüksek akışkan debisini, (girişteki hacimsel debi olarak) belirleyin.

6-152 Helyum gazı adyabatik verimi yüzde 97 olan bir lüleye, düşük bir hızla girmekte, 95 kPa basınç, 80 °C sıcaklık ve 420 m/s hızla çıkmaktadır. Lüle girişindeki basıncı ve sıcaklığı hesaplayın.
Çözüm: 107.2 kPa, 370 K

6-153 5 L hacminde, tümüyle boşaltılmış, başka bir deyişle içinde vakum bulunan bir şişe, 100 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıkta olan bir çevrede bulunmaktadır. Şişenin üzerindeki bir vana açılarak, çevre havanın şişeye dolması sağlanmaktadır. Şişeye dolan hava zamanla çevreyle olan ısı alışverişi sonucu ısıl dengeye, vana açık tutulduğu için de çevreyle mekanik dengeye ulaşmaktadır. Havanın çevreyle olan ısı alışverişini ve doldurma işlemi sırasında üretilen entropiyi hesaplayın. *Çözüm:* 0.5 kJ, 0.0017 kJ/K

6-154 Adyabatik bir hava kompresörü, adyabatik bir buhar türbinine bağlı olarak çalışmaktadır. Buhar türbini aynı zamanda bir elektrik jeneratörünü çalıştırmaktadır. Su buharı türbine 12.5 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmekte, 10 kPa basınç ve 0.92 kuruluk derecesinde çıkmaktadır. Su buharının kütle debisi 25 kg/s'dir. Hava kompresöre 98 kPa basınç ve 295 K sıcaklıkta girmekte, 1 MPa basınç ve 550 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Havanın kütle debisi 10 kg/s'dir. Türbinin jeneratöre sağladığı net gücü ve türbinle kompresörde birim zamanda üretilen entropiyi hesaplayın.

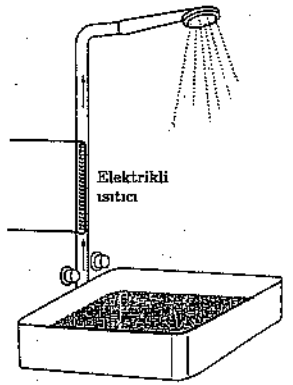


ŞEKİL P6-154

6-155 (*a*) Su, bir duş başlığında 10 L/dakika debiyle sürekli olarak akmaktadır. Su borusuna yerleştirilen bir elektrikli ısıtıcı (Şekil P6-155), suyu 16 °C'den 43 °C sıcaklığa ısıtmaktadır. Suyun yoğunluğunu 1 kg/L alarak, elektrikli ısıtıcının gücünü (kW) ve ısıtma işlemi sırasında birim zamanda üretilen entropiyi (kW/K) hesaplayın.

(*b*) 39 °C sıcaklığındaki atık su, enerji tasarrufu amacıyla bir ısı değiştiricisinden geçirilerek, duşa giren soğuk suyu ısıtacaktır. Isı değiştiricisinin etkinliği yüzde 50 kabul edilebilir. Başka bir deyişle, ısı değiştiricisi, atık sudan şebeke suyuna aktarılabilecek enerjinin ancak yüzde 50'sini geri kazanabilmektedir. Bu durumda elektrik tüketimini ve elektrikli ısıtma bölümündeki entropi üretimini hesaplayın.

6-156 Kütleleri ve özgül ısıları eşit olan iki cisim düşünün. Biri T_1 sıcaklığında diğeri ise daha düşük bir T_2 sıcaklığında olan bu iki cisim, bir ısı makinesinin ısı alıp verdiği enerji depoları olarak düşünülsün. Isı makinesi yüksek sıcaklıktaki cisimden ısı almakta, düşük sıcaklıktaki cisme ısı vermektedir. Çevrim ısıl denge sağlanıncaya, başka bir deyişle, her iki cismin sıcaklığı T_{son} değerinde eşitlenineye kadar sürmektedir. Isı makinesinin en çok işi $T_{son} = \sqrt{T_1 T_2}$ olduğu zaman yaptığını gösterin.

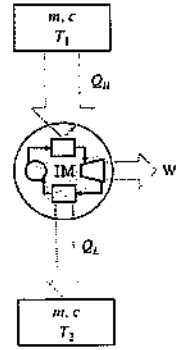


ŞEKİL P6-155

6-157 Spencer, Oklohoma' da bulunan bir okuldaki sıcak su deposunun 1982 yılında patlaması 7 kişinin ölümüne ve 33 kişinin de yaralanmasına yol açmıştı. Bu tür patlamalar ASME'nin (Amerikan Makine Mühendisleri Odası) Basınçlı Kaplar Yönetmeliğinin yürürlüğe girmesinden sonra önemli ölçüde azalmıştır. Bu yönetmeliğe göre basınçlı kaplar çalışma basınçlarının birkaç kat daha fazlasına dayanacak biçimde tasarlanmak zorundadır. Buna rağmen, benzer kazalar basınç emniyet vanalarının veya termostatların arızalanması durumunda olabilmektedir. Yüksek sıcaklıkta ve yüksek basınçta sıvıyla dolu bir kap yarıldığı zaman, basıncın birdenbire atmosfer basıncına düşmesi sıvının bir bölümünün hızla buhara dönüşmesine ve buna bağlı olarak da hacmin çok büyük miktarlarda artmasına yol açar. Bunun sonucu olarak yayılan basınç dalgaları önemli ölçüde hasara neden olabilir.

Depodaki basınçlı sıvının, patlamadan kısa bir süre sonra çevreyle denge haline geldiği düşünülürse, basınçlı bir sıvının tersinir ve adyabatik bir hal değişimiyle çevre basıncına gelmesi sırasında yapacağı iş, basınçlı sıvının *patlama enerjisi* olarak düşünülebilir. Patlama ve sonrasında denge haline gelmenin çok kısa sürmesi, patlama sürecinin adyabatik alınmasına, kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edilmesine, havayla karışma olmadığının kabul edilmesine olanak tanır.

Çalışma basıncı 0.5 MPa olan, 100 L hacminde bir sıcak su deposu ele alınsın. Bir arıza sonucu depo içindeki basınç 2 MPa'e yükselmekte ve patlama olmaktadır. Atmosfer basıncının 100 kPa olduğunu ve patlama anında depo içinde doymuş sıvı bulunduğunu kabul ederek, deponun toplam patlama enerjisini TNT eşdeğeri olarak hesaplayın. TNT'nin patlama enerjisi 3250 kJ/kg'dır. Yaklaşık 5 kg TNT, 7 m yarıçapı içindeki tüm güçlendirilmemiş (betonarme olmayan) yapıları yok edecek patlama enerjisine eşittir. *Çözüm:* 2.467 kg TNT



ŞEKİL P6-156

ŞEKİL P6-157

6-158 Yukarıda öne sürülen düşüncelerden yola çıkarak, 0.2 L hacmindeki teneke kutuda bulunan bir içeceğin, 1 Mpa basınçta patlaması sonunda açığa çıkacak patlama enerjisini hesaplayın ve TNT eşdeğerini bulun.

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

6-159 Çok kademeli bir kompresörü çalıştırmak için gerekli işi hesaplayacak bir bilgisayar programı yazın. Program, kompresöre giriş ve çıkış basınçlarıyla kademe sayısını veri olarak okuduktan sonra, her kademedeki basınç oranının eşit ve sıkıştırmanın politropik olduğunu kabul ederek, kompresörü çalıştırmak için gerekli işi hesaplayacaktır. P_1 = 100 kPa, T_1 = 17 °C, P_2 = 800 kPa ve hava için n = 1.35 alarak, kompresör işinin kademe sayısına göre değişimini yazdırın ve bir grafik halinde gösterin. Bu grafiğin sonuçlarına göre çok kademeli kompresörlerin kullanımını önerir misiniz?

6-160 Sıkıştırıldığı zaman bir gazın sıcaklığı, üzerinde yapılan sıkıştırma işinden dolayı yükselir. Çok yüksek basınç oranlarında, sıkıştırılan havanın çıkış sıcaklığı bazı hidrokarbonların (yakıtların) hatta motor yağlarının kendiliğinden tutuşma sıcaklığının üzerine çıkabilir. Böyle durumlarda yüksek basınçlı hava içinde bir miktar yağ buharının olması patlama ve yangın tehlikesini ortaya çıkarır. Bir kompresör silindiri içindeki yağın yoğunluğu genellikle bu tür bir patlamaya yol açmayacak kadar azdır. Fakat kompresörlerin egzoz borularının iç yüzeylerinde biriken yağ bu tür bir patlamaya neden olabilir. Bu tür patlamalar yağ seçimini doğru yaparak, elemanları iyi tasarlayarak, kompresör kademeleri arasında soğutma yaparak ve sistemi temiz tutarak önlenebilir.

Adana'da endüstriyel bir uygulama için kompresör tasarımı gerekmektedir. Güvenlik nedeniyle kompresör çıkış sıcaklığının 250 °C'yi geçmemesi gerekmektedir. Bu bölgedeki tüm hava koşullarında güvenli olarak çalışacak bir kompresörün en yüksek sıkıştırma oranı ne olabilir?

6-161 Evinizde entropi üretiminin başlıca kaynaklarını belirleyin ve entropi üretimini azaltmak için önlemler düşünün.

6-162 Kentinize yakın bir güç santrali hakkında şu bilgileri toplayın: santralin net gücü, kullanılan yakıtın türü ve tüketim miktarı, pompa, fan ve diğer yardımcı sistemler için gereken güç, baca gazı kayıpları, değişik noktalardaki sıcaklıklar ve yoğuşturucuda çevreye verilen ısı. Bu ve diğer gerekli bilgileri kullanarak, santralin entropi üretimini yaklaşık olarak hesaplamaya çalışın.

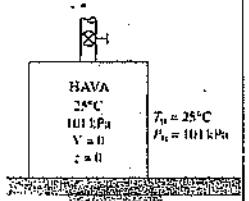
6-163 Dün yaptığınız tüm işleri bir kez gözden geçirin. Yaptığınız işler arasında evrenin entropi artışına en çok katkıda bulunan üçünü yazın. Bu işlerin neden tersinmez olduğunu ve nasıl entropi ürettiklerini açıklayın.

Mühendislik Sistemlerinin İkinci Yasa Çözümlemesi

BÖLÜM 7

Dünyanın enerji kaynaklarının sınırlı olması gerçeğinin giderek daha geniş kesimlerce anlaşılması, hükümetleri enerji politikalarını yeniden gözden geçirmeye ve enerji savurganlığını önlemeye yöneltmiştir. Bu olgu, bilimsel çevreleri de enerji dönüşüm araçlarını yeniden değerlendirmeye ve varolan sınırlı enerji kaynaklarından daha çok yararlanabilmek için yeni yöntemler geliştirmeye itmiştir. Termodinamiğin birinci yasası enerjinin *niceliğiyle* ilgilidir, enerjinin var veya yok edilemeyeceğini vurgular. Bu yasa, bir hal değişimi sırasında enerjinin hesabını tutmak için bir yöntem ortaya koyar ve uygulamada mühendis için bir zorluk çıkarmaz. Termodinamiğin ikinci yasası ise enerjinin *niteliğiyle* ilgilidir. Daha açık söylenirse, bir hal değişimi sırasında enerjinin niteliğinin azalması, entropi üretimi, iş yapma olanağının değerlendirilememesi bu yasanın inceleme alanı içindedir. Mühendislik sistemlerinde enerjinin niteliğini öne çıkaran yönde iyileştirmeler yapılması, mühendisin bilgi ve becerisinin sınırlarını zorlayan bir konudur.

Termodinamiğin ikinci yasası, karmaşık termodinamik sistemlerin optimizasyonu için güçlü bir araçtır. Bu bölümde mühendislik sistemlerinin verimleri veya etkinlikleri ikinci yasanın ışığında incelenecektir. Bölümde önce, *kullanılabilir enerji* veya belirli bir haldeki sistemin yapabileceği en çok iş üzerinde durulacaktır. Daha sonra incelememiz *tersinir iş* veya bir sistemin bir halden diğerine geçerken yapabileceği en çok iş ile sürecektir. Bir hal değişimi sırasında kaybolan iş yapma olanağının bir ölçüsü olan *tersinmezliklerin* ele alınmasından sonra, *ikinci yasa veriminin* tanımı yapılacaktır. Yukarıda belirtilen kavram ve tanımlar bölüm içinde daha sonra kapalı sistemlere ve kontrol hacimlerine uygulanacaktır.



ŞEKİL 7-1
Çevresiyle dengede bulunan bir sistem ölü haldedir.

ŞEKİL 7-2
Ölü haldeyken sistemden elde edilebilecek yararlı iş potansiyeli (kullanılabilirlik) sıfırdır.

ŞEKİL 7-3
Atmosferde çok miktarda enerji vardır, fakat kullanılabilirliği sıfırdır.

7.1 ◻ KULLANILABİLİRLİK – Yapılabilecek En Çok İş

Yeni bir enerji kaynağı, örneğin sıcak yeraltı suyu bulunduğu zaman ilk yapılan işlemlerden biri, kaynakta bulunan enerjinin miktarını yaklaşık olarak belirlemektir. Fakat sadece bu bilgiye sahip olmak, burada bir güç santrali yapmaya karar vermek için yetersizdir. Asıl bilinmesi gereken, kaynağın *iş potansiyeli* veya *kaynağın iş yapma olanağıdır*. Başka bir deyişle, kaynakta varolan enerjinin ne kadarının, örneğin bir elektrik jeneratörünü çalıştırmak için kullanılabilir işe dönüştürülebileceğinin bilinmesi gerekir. Enerjinin geri kalan veya işe dönüştürülemeyen bölümü, sonuçta atık ısı olarak çevreye verileceği için önem taşımamaktadır. Bu bakımdan, belirli bir halde ve belirli bir miktarda enerjiden elde edilebilecek işi veren bir özeliğin tanımlanması çok yararlı olacaktır. Bu özeliğin adı *kullanılabilirlik*'tir.

Belirli bir haldeki sistemde varolan enerjinin iş potansiyeli, sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iştir. Hatırlanacağı gibi bir hal değişimi sırasında yapılan iş, ilk hale, son hale ve izlenen yola (ara hallere) bağlıdır. Matematiksel anlatımla,

$$\text{İş} = f(\text{ilk hal, hal değişiminin izlediği yol, son hal})$$

Kullanılabilirlik çözümlemesinde ilk hal belirlidir, bu nedenle değişken değildir. Bölüm 6-10'da gösterildiği gibi, iki hal arasında sistem tarafından yapılan en çok iş, hal değişiminin tersinir olması durumunda gerçekleşir. Bu nedenle sistemden elde edilebilecek en çok işi belirlerken tersinmezlikler gözönüne alınmaz. Son olarak, sistemden en çok işi elde edilebilmek için, hal değişimi sonunda sistemin *ölü halde* olması gerekir.

Bir sistemin ölü halde olması, çevresiyle termodinamik dengede bulunması anlamına gelir (Şekil 7-1). Ölü haldeyken sistem, çevre sıcaklığında ve basıncındadır. Başka bir deyişle, çevreyle ısıl ve mekanik dengededir. Ayrıca sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Bu, hızın ve bir referans noktasına göre yüksekliğin sıfır olması anlamına gelir. Ölü haldeyken sistem çevreyle kimyasal reaksiyona girmez, ayrıca çevreyle arasında dengelenmeyen manyetik, elektrik veya yüzey gerilme etkileri yoktur. Sistemin ölü haldeki özellikleri, (P_0, T_0, h_0, u_0 ve s_0) sıfır indisiyle gösterilir. Aksi belirtilmedikçe, ölü hal sıcaklığı ve basıncı T_0 = 25 °C ve P_0 = 1 atmosfer (101,325 kPa) alınacaktır. Bir sistemin ölü haldeki kullanılabilirliği sıfırdır (Şekil 7-2).

Bir sistemden en çok işi elde edilebilmek için sistemin son halinin ölü hal olmak zorunluluğu şöyle açıklanabilir: Sistemin son haldeki sıcaklığı eğer çevre sıcaklığının üzerinde veya altında ise, çevre sıcaklığıyla bu sıcaklık arasında çalışan bir ısı makinesi aracılığıyla iş yapılabilir. Sistemin son haldeki basıncı eğer çevre basıncının üzerinde veya altındaysa bu basınç farkından yararlanarak genişleme işi yaptırılabilir. Aynı sav hızın sıfır olmaması veya yükseklik farkının bulunması durumları için de öne sürülebilir. Başlangıçta ölü halde bulunan bir sistemden iş elde edilmesi olanaksızdır. Çevremizdeki atmosferde çok büyük miktarda enerji vardır, fakat atmosfer ölü halde bulunduğundan, içerdiği enerjiden iş elde etmek mümkün değildir (Şekil 7-3).

Yukarıda öne sürülen düşünceler ışığında şu sonuca varılabilir: *Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç hâ-*

linden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hale) getirilirse elde edilir (Şekil 7-4). Bu değer, sistemin verilen başlangıç halinde, yararlı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir ve kullanılabilirlik diye adlandırılır. Kullanılabilirliğin bir ısı makinesinin gerçek bir uygulamada yapabileceği iş olarak düşünülmemesi gerekir. Bu tanım, bir makinenin termodinamiğin yasalarına ters düşmeden yapabileceği işin üst sınırını belirler. Bir sistemin kullanılabilirliğiyle gerçekte yaptığı iş arasında küçük veya büyük bir fark her zaman vardır. Bu fark mühendisler için 'daha iyinin' sınırlarını çizer.

Verilen bir halde sistemin kullanılabilirliği, sistemin özeliklerinin yanısıra, çevre koşullarına, başka bir deyişle ölü hale bağlıdır. Bu bakımdan kullanılabilirlik sadece sistemin değil, sistem çevre ikilisinin bir özeliğidir. Çevreyi değiştirmek kullanılabilirliği artırmanın bir yolu olabilir; fakat kolay bir yolu olmadığı açıktır.

Kullanılabilirlik (*availability*) terimi ABD'de 1940'lı yıllarda M.I.T. Mühendislik Fakültesi'nde ortaya atılmış ve bilim çevrelerinde benimsenmiştir. Bugün, 1960'lı yıllarda Avrupa'da önerilen ve aynı anlamı ifade eden *ekserji* terimi tüm dünyada benimsenme yolundadır. Bunun bir nedeni de her dilde çevrilmeden yer alabilmesidir. Bu kitapta her iki terim de aynı anlamda kullanılacaktır. Bazı kitaplarda kullanılabilirlik ve ekserji terimlerinin tanımlarında küçük de olsa bir farklılık bulunduğu belirtilmelidir.

ÖRNEK 7-1

12 m çapında döner kanatı olan bir rüzgâr türbini, Şekil 7-5'te görüldüğü gibi, rüzgârın sürekli 10 m/s hızla estiği bir yerde kurulmak istenmektedir. Türbin için kullanılabilir gücü hesaplayın.

Çözüm Rüzgârla akan hava, durgun hava (çevre) ile aynı özeliklere sahiptir, yalnız hızı ve bu nedenle bir kinetik enerjisi vardır. Hava durdurulduğu zaman ölü hale gelmiş olacaktır. Bu nedenle havanın kullanılabilirliği, sahip olduğu kinetik enerjidir:

$$\text{Kullanılabilirlik} = \text{ke}_1 = \frac{V_1^2}{2} = \frac{(10\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = 0.05\ \text{kJ/kg}$$

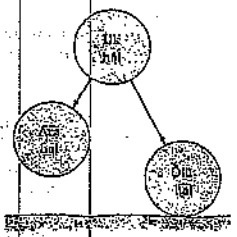
Bu sonuç 10 m/s hızla akan havanın birim kütleşinden 0.05 kJ iş elde edilebileceğini göstermektedir. Başka bir deyişle, mükemmel bir türbin havayı ölü hale (sıfır hıza) getirerek, 0.05 kJ/kg olan iş potansiyelinden yararlanabilecektir. Kullanılabilir gücü hesaplamak için, türbinin döner kanadından birim zamanda geçen hava kütlesini, başka bir deyişle kütle debisini hesaplamak gereklr. Standart atmosfer koşulları (25 °C, 101 kPa) kabul edilirse, havanın yoğunluğu 1.18 kg/m^3 olur. Bu durumda havanın debisi,

$$\dot{m} = \rho A V_1 = \rho \frac{\pi D^2}{4} V_1 = (1.18\ \text{kg/m}^3)\left(\frac{3.14}{4}\right)(12\ \text{m}^2)(10\ \text{m/s})$$
$$= 1334\ \text{kg/s}$$

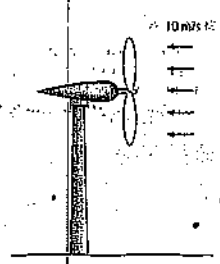
olarak hesaplanır. Böylece,

$$\text{Kullanılabilir güç} = \dot{m}(\text{ke}_1) = (1334\ \text{kg/s})(0.05\ \text{kJ/kg}) = 66.7\ \text{kW}$$

olur. Bu değer rüzgâr türbininden elde edilebilecek en büyük (maksimum) güçtür. Günümüzün rüzgâr türbinleri rüzgârın kinetik enerjisinin yaklaşık yüzde 20

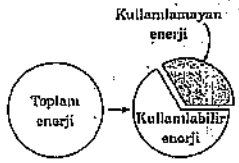


ŞEKİL 7-4
Bir sistem en çok işi, tersinir bir hal değişimiyle ölü hale ulaştığı zaman yapar.



ŞEKİL 7-5
Örnek 7-1'in çizimi.

ile yüzde 40 kadarını işe dönüştürebilmektedir. Eğer dönüşüm verimi yüzde 25 olarak alınırsa, rüzgâr türbini 16.7 kW elektrik üretebilecektir. Dikkat edilirse bu örnekte iş potansiyeli havanın tüm kinetik enerjisine eşittir. Bunun nedeni kinetik enerjinin bir tür mekanik enerji olmasıdır.



ŞEKİL 7-6
Kullanılamayan enerji, enerjinin tersinir bir ısı makinesiyle bile işe dönüştürülemeyen bölümüdür.

ÖRNEK 7-2

Büyük bir kazan 1100 K sıcaklıkta sürekli olarak 3000 kW ısıl güç üretmektedir. Bu enerjinin kullanılabilirliğini hesaplayın. Çevreyi 25 °C sıcaklıkta kabul edin.

Çözüm Bu örnekteki kazan sabit sıcaklıkta ısıl enerji sağlayabilen bir enerji deposu olarak düşünülebilir. Isıl enerjinin kullanılabilirliği, yararlı iş potansiyelidir. Başka bir deyişle, bu enerjiden elde edilebilecek en çok iştir. Bu değer kazanla çevre sıcaklıkları arasında çalışan tersinir bir ısı makinesinin yaptığı işe eşittir. Önce tersinir ısı makinesinin ısıl verimini belirleyelim:

$$\eta_{\text{th,tr}} = 1 - \frac{T_0}{T_H} = 1 - \frac{298\ \text{K}}{1100\ \text{K}} = 0.729 \text{ veya } \%72.9$$

Böylece, bir ısı makinesi en iyi koşullarda bile bu kazandan elde edilebilecek ısının yüzde 72.9'unu işe dönüştürebilecektir. Başka bir deyişle, ısıl enerjinin sadece yüzde 72.9'u iş elde etmek için kullanılabilir. Bu kazanın kullanılabilirliği birim zamana göre ifade edilirse, tersinir ısı makinesinin gücü bulunur:

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \eta_{\text{th,tr}} \dot{Q} = (0.729)(3000\ \text{kJ/s}) = 2187\ \text{kW}$$

Dikkat edilirse, kazanın ısıl enerjisinin yüzde 27.1'lik bir bölümünü işe dönüştürmek olanaksızdır. Enerjinin işe dönüştürülemeyen bölümüne kullanılamayan enerji adı verilir (Şekil 7-6). Kullanılamayan enerji, bir sistemin verilen bir halde toplam enerjisiyle bu enerjinin kullanılabilirliği arasındaki farktır.

7-2 ■ TERSİNİR İŞ VE TERSİNMEZLİK

Yukarıda açıklanan kullanılabilirlik çözümlemesi, verilen bir halde bir sistemden elde edilebilecek en çok işi belirlemek açısından yararlıdır. Enerjinin niteliğini belirlemek için bir araç olabileceği gibi, değişik enerji kaynaklarının iş potansiyellerini karşılaştırmaya olanak sağlar. Fakat kullanılabilirlik çözümlemesi, belirli iki hal arasında çalışan mühendislik sistemlerini incelemek için tek başına yeterli değildir. Çünkü kullanılabilirlik çözümlemesinde son hal her zaman *ölü hal*dir, gerçek mühendislik sistemlerinde ise çoğunlukla böyle değildir.

6. Bölümde açıklanan adyabatik verimlerin kullanım alanı da sınırlıdır, çünkü model hal değişiminin (izantropik) çıkış hali de gerçek çıkış haliyle aynı değildir. Bu bölümde bir hal değişiminin gerçek ilk ve gerçek son haline göre tanımlanan iki yeni büyüklük açıklanacaktır. Bunlar *tersinir iş* ve *tersinmezlik* olup, karmaşık termodinamik sistemlerin elemanlarının ayrı ayrı optimizasyonunda yararlı olacaklardır. Fakat önce bir hal değişimi sırasında, sistemin çevreye karşı veya çevrenin sistem üzerinde yaptığı iş olan çevre işini inceleyelim.

Bir sistemden elde edilen işin tümünden amaçlarımız doğrultusunda yararlanamayabiliriz. Örnek olarak bir piston-silindir düzeneğinde genişleyen gaz ele alınırsa, yapılan işin bir bölümü pistonun önündeki havayı itip, yolunu açmak için kullanılmaktadır (Şekil 7-7). Bu iş çevre basıncı P_0'ın, sistemin hacim değişikliği olan $V_2 - V_1$ ile çarpılması sonucu bulunur, geri kazanılması veya başka herhangi bir amaçla kullanılması olanaksızdır:

$$W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1) = mP_0(v_2 - v_1) \quad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}1)$$

Gerçek iş W ile çevre işi $W_{\text{çevre}}$ arasındaki fark, **gerçek yararlı iş** veya sadece **yararlı iş** diye tanımlanır ve W_y ile gösterilir:

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} \quad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}2)$$

Bir sistem genişlerken ve iş yaparken, yapılan işin bir bölümü atmosfer basıncını alt etmek için kullanılır, böylece $W_{\text{çevre}}$ sistem açısından bir kayıp olur. Buna karşın bir sistem sıkıştırıldığı zaman, atmosfer basıncı sıkıştırma işlemine yardım eder, böylece $W_{\text{çevre}}$ sistem açısından bir kazanç olur.

Atmosfer basıncına karşı veya birlikte yapılan işin, sadece hal değişimi sırasında hacmi değişen sistemlerde, başka bir deyişle hareketli sınır işi olan sistemlerde bir anlamı olduğu vurgulanmalıdır. Çevrimler, sınırları sabit kalan sabit hacimli kaplar, türbin, kompresör, lüle ve ısı değiştiricileri gibi sürekli akışlı sistemler için çevre işi, Şekil 7-8'de gösterildiği gibi sıfırdır.

Tersinir iş, *belirli iki hal arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş* diye tanımlanır ve W_{tr} ile gösterilir. Bu iş, ilk ve son haller arasındaki hal değişimi tümden tersinir olarak gerçekleştiği zaman elde edilir. Başka bir deyişle, sistemle çevre arasındaki ısı geçişinin tersinir olarak gerçekleştiği, ayrıca sistem içinde tersinmezliklerin olmadığı bir hal değişimi sözkonusudur. Son hal ölü hal olduğu zaman tersinir iş kullanılabilirliğe eşittir (Şekil 7-9). İş gerektiren hal değişimleri için tersinir iş, hal değişimini gerçekleştirmek için gerekli en az işi gösterir. Anlatım kolaylığı açısından *iş*, bu bölümün geri kalan kısmında *gücü* de kapsayacak bir biçimde kullanılacaktır.

Tersinir iş W_{tr} ile yararlı iş W_y arasındaki fark, hal değişimi sırasındaki **tersinmezliklerden** kaynaklanır ve I ile gösterilen bu fark aşağıdaki bağıntılarla ifade edilir (Şekil 7-10):

$$I = W_{tr} - W_y \quad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}3a)$$

veya

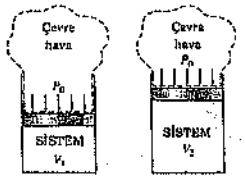
$$i = w_{tr} - w_y \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (7\text{-}3b)$$

Bir hal değişimi sırasında birim zamanda oluşan tersinmezlik, $\dot{I}$ ile gösterilir:

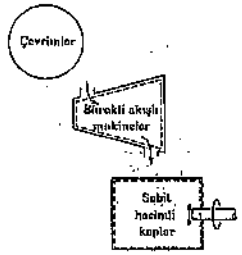
$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y \quad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}3c)$$

Tümden tersinir bir hal değişimi için gerçek ve tersinir iş terimleri aynıdır, böylece tersinmezlik sıfırdır. Bu beklenen bir sonuçtur, çünkü tümden tersinir bir hal değişimi sırasında tersinmezliklerin bir ölçüsü olan entropi üretimi de olmaz. Tüm gerçek hal değişimleri sırasında tersinmezlik sıfırdan büyük (artı) bir değerdir, çünkü iş yapan makineler için iş terimi artıdır ve $W_{tr} > W_y$ olur, iş gerektiren makineler için ise iş terimi eksidir ve $|W_{tr}| < |W_y|$ olur.

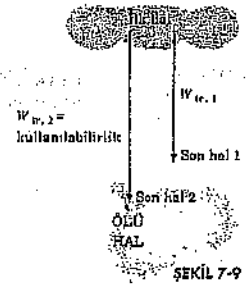
Tersinmezlik, iş yapma olanağında eksilme gibi de düşünülebilir. İşe dönüştürülebilecek olan fakat dönüştürülemeyen enerjiyi gösterir. Bir hal değişimindeki tersinmezlikler ne kadar az olursa yapılan iş o ölçüde çok olacaktır. Benzer biçimde, iş gerektiren bir makine için, tersinmezlikler ne kadar az olursa, gerekli iş o ölçüde azalacaktır. Karmaşık bir mühendislik sisteminin daha etkin çalışmasını sağlamak için, sistemin her elemanıyla ilgili tersinmezlikleri bulmak ve bunları olabildiğince azaltmak gerekir.



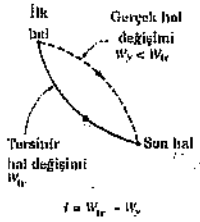
ŞEKİL 7-7
Kapalı bir sistemin genişlemesi sırasında çevre havayı itmek için bir miktar iş ($W_{\text{çevre}}$) yapılır.



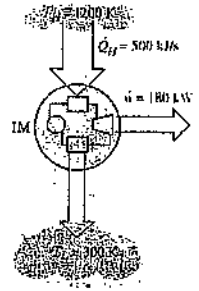
ŞEKİL 7-8
Sabit hacimli sistemlerde gerçek ve yararlı işler eşittir ($W_y = W$).



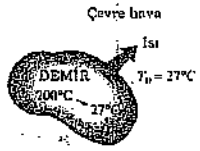
ŞEKİL 7-9
Verilen bir ilk hal için, tersinir iş ve kullanılabilirlik, son hal ölü hal olduğu zaman eşittir.



ŞEKİL 7-10
Tersinmezlik, tersinir işle gerçek yararlı iş arasındaki farktır.



ŞEKİL 7-11
Örnek 7-3'ün çizimi.



ŞEKİL 7-12
Örnek 7-4'ün çizimi.

ÖRNEK 7-3

Şekil 7-11'de gösterilen ısı makinesi 1200 K sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı almakta ve 300 K sıcaklıktaki bir ortama ısı vermektedir. Sıcak kaynaktan ısı makinesine geçen ısı 500 kJ/s olup, ısı makinesinin gücü 180 kW'tır. Bu makineden birim zamanda elde edilebilen tersinir işi ve birim zamanda oluşan tersinmezliği hesaplayın.

Çözüm Bu makineden birim zamanda elde edilebilecek tersinir iş, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tersinir bir ısı makinesinin, örneğin bir Carnot makinesinin üreteceği güçtür. Bu değer tersinir ısı makinesi çevrimi için ısıl verim tanımından kolaylıkla hesaplanabilir:

$$\dot{W}_{tr} = \eta_{th,\,tr}\dot{Q}_H = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)\dot{Q}_H = \left(1 - \frac{300\ \text{K}}{1200\ \text{K}}\right)(500\ \text{kW}) = 375\ \text{kW}$$

Bu değer belirtilen sıcaklık sınırları arasında çalışan ve belirtilen miktarda ısı alan makineden elde edilebilecek en yüksek güçtür. 300 K sıcaklığı eğer ısı verilebilecek en düşük ortam sıcaklığı olsaydı, yukarıda bulunan değer *kullanılabilir güç* olurdu.

Tersinmezlik, elde edilebilecek en yüksek güçle makinenin ürettiği yararlı güç arasındaki farktır:

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = (375 - 180)\ \text{kW} = 195\ \text{kW}$$

Bu sonuç, gerçek çevrimde 195 kW değerinde bir güç potansiyelinin tersinmezlikler nedeniyle kaybolduğunu göstermektedir. Düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna geçen 500 − 375 = 125 kW ısının işe dönüştürülmesi zaten olanaksızdır ve tersinmezlik sayılmaması gerekir.

ÖRNEK 7-4

500 kg kütlesi olan bir demir külçe başlangıçta 200 °C sıcaklıkta olup, daha sonra ısı geçişi sonucu 27 °C sıcaklıktaki çevre havayla ısıl dengeye gelmektedir (Şekil 7-12). Bu hal değişimi için tersinir işi ve tersinmezliği hesaplayın.

Çözüm İş etkileşiminde bulunmayan bir sistem için "tersinir iş" sorulması size şaşırtıcı gelmiş olabilir. Evet, bu hal değişimi sırasında iş sözkonusu olmasa da, iş yapma olanağı veya potansiyeli kuramsal olarak vardır. Tersinir iş bu potansiyelin nicel veya sayısal bir ölçüsüdür.

Bu örnekte tersinir iş, Şekil 7-13'te gösterildiği gibi, değişken sıcaklığı olan bir kaynakla, sabit T_0 sıcaklığındaki çevre ortam arasında çalışan bir dizi tersinir ısı makinesi düşünüp, bu makinelerin toplam işini bularak hesaplanabilir:

$$\delta W_{ti} = \eta_{th,\,tr}\,\delta Q_H = \left(1-\frac{T_L}{T_H}\right)\delta Q_H = \left(1-\frac{T_0}{T}\right)\delta Q_H$$

ve

$$W_{ti} = \int\left(1-\frac{T_0}{T}\right)\delta Q_H$$

Isı kaynağının sıcaklığı hal değişimi sırasında $T_i = 200\ °C = 473\ K$'den $T_0 = 27\ °C = 300\ K$'e düşmektedir. Isı makinesine verilen toplam ısı, demir külçesine enerjinin korunumu denklemini uygulayarak bulunabilir. Kapalı sistem olarak alınan demir külçesinin sınırlarından iş geçmediği gözönüne alınır ve demirin özgül ısısı ortalama bir değerde sabit kabul edilirse,

$$\delta Q - \cancel{\delta W}^{\,0} = dU = mC_{ort}\,dT$$

$$\delta Q = mC_{ort}\,dT$$

$$\delta Q_H = -\delta Q = -mC_{ort}\,dT$$

elde edilir. Demirden olan ısı geçişiyle ısı makinesine olan ısı geçişi büyüklük olarak eşit, işaret olarak farklıdır. Bu bağıntı tersinir işi gösteren integralde yerine konur ve integrasyon yapılırsa,

$$W_{ti} = \int_{T_i}^{T_0}\left(1-\frac{T_0}{T}\right)(-mC_{ort}\,dT) = mC_{ort}(T_i - T_0) - mC_{ort}T_0\ln\frac{T_i}{T_0}$$

$$= (500\ \text{kg})\left[0.45\ \text{kJ/(kg·K)}\right]\left[(473-300)\ \text{K} - (300\ \text{K})\ln\frac{473\ \text{K}}{300\ \text{K}}\right]$$

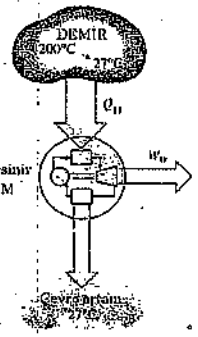
$$= 8191\ \text{kJ}$$

bulunur. Ortalama özgül ısı değeri Tablo A-3'ten alınmıştır. Yukarıdaki denklemdeki ilk terim $|Q| = |mC_{ort}(T_i - T_0)| = 38925$ kJ, demir külçeden ısı makinesine olan toplam ısı geçişidir. Bu problem için tersinir iş yukarıda 8191 kJ olarak hesaplanmıştı. Bu sonuca göre ısı makinesine verilen 38925 kJ ısının ancak 8191 kJ kadarının (yüzde 21) işe dönüşme *olanağının* bulunduğu anlaşılmaktadır. Eğer verilen çevre sıcaklığı 27 °C aynı zamanda olabilecek en düşük çevre sıcaklığı ise, bu durumda tersinir iş, kullanılabilirliğe eşit olacaktır.

Bu hal değişimi için tersinmezlik 7-3a numaralı denklemden,

$$I = W_{ti} - W_u = (8191 - 0)\ \text{kJ} = 8191\ \text{kJ}$$

olarak bulunur. Dikkat edilirse tersinir iş tersinmezliğe eşittir. Bunun nedeni tüm iş potansiyelinin harcanmış olmasıdır. Tersinmezliğin kaynağı sonlu sıcaklık farkında ısı geçişidir.

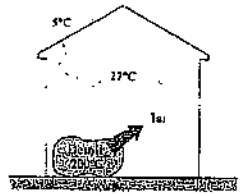


ŞEKİL 7-13
Tersinirsiz ısı geçişi, tersinir bir ısı makinesi kullanarak tersinir yapılabilir.

ÖRNEK 7-5

Örnek 7-4'te incelenen demir külçe, dış sıcaklığın 5 °C olduğu bir günde bir evin içini 27 °C sıcaklıkta tutmak için kullanılmaktadır. Demir külçenin 27 °C sıcaklığa kadar soğuması sırasında, odaya verilebilecek en fazla ısı ne kadardır?

Çözüm Demir külçede depolanan enerjiyi kullanmak için akla ilk gelen çözüm, Şekil 7-14'te gösterildiği gibi demir külçeyi evin içine almak ve enerjisini ısı olarak oda havasına vermesini sağlamaktır, (doğal olarak evdeki herkesin



ŞEKİL 7-14
Örnek 7-5'in genel çizimi.

bunu kabul etmesi gerekir). Evin içi 27 °C sıcaklıkta tutulduğu için, demir külçe 27 °C sıcaklığa soğuyuncaya kadar odaya ısı vermeyi sürdürecektir. Odaya verilen toplam ısı 38925 kJ'dür. Demir külçenin tüm enerjisinden yararlanıldığına göre, ısıtma yüzde 100 verimle olmaktadır ve bundan daha iyisi olamaz diye düşünülebilir. Fakat durum tam olarak böyle değildir.

Örnek 7-4'te, bu hal değişimi sırasında 8191 kJ tersinmezlik olduğu hesaplanmıştı, bu sonuç işlerin göründüğü kadar 'mükemmel' olmadığını düşündürmektedir. 'Mükemmel' bir hal değişimi tersinmezliğin sıfır olmasını gerektirir. Burada tersinmezlik sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinden kaynaklanmaktadır. Tersinmezliği önlemek için demir külçeyle oda havası arasında tersinir bir ısı makinesi çalıştırılabilir. Isı makinesi Örnek 7-4'te hesaplandığı gibi 8191 kJ iş yapacak ve geri kalan 38925 − 8191 = 30734 kJ ısıyı evin iç ortamına verecektir. Bu şekilde tersinmezlik yokedilmiş, ayrıca 8191 kJ iş sağlanmıştır. Bu işle ne yapılabilir? Bir döner kanat çalıştırılarak iş ısıya dönüştürülebilir, fakat bu durumda da aynı miktarda bir tersinmezlik oluşur. Veya iş, 5 °C sıcaklıktaki çevreden ısı alıp 27 °C sıcaklıktaki iç ortama ısı veren bir ısı pompasını çalıştırmak için kullanılabilir. Böyle bir ısı pompasının tersinir olması durumunda etkinlik katsayısı,

$$\text{COP}_{HP} = \frac{1}{1-T_L/T_H} = \frac{1}{1-(278\ \text{K})/(300\ \text{K})} = 13.6$$

olur. Başka bir deyişle, ısı pompası iş olarak tükettiği miktarın 13.6 katını eve ısı olarak verebilir. Bu durumda ısı pompası 8191 kJ iş tüketir ve iç ortama 8191 × 13.6 = 111398 kJ ısı verir. Böylece sıcak demir külçesinin evin iç ortamına,

$$(30734 + 111398)\ \text{kJ} = 142132\ \text{kJ}$$

ısı verebilme olanağı vardır. Bu durumda tersinmezlik sıfır olmaktadır ve verilen koşullarda yapabileceğimizin en iyisi budur. Benzer bir savı evlerin ve işyerlerinin elektrikle ısıtılması için öne sürebiliriz.

Şimdi şu soruyu cevaplayın: Tersinir ısı makinesi demir külçeyle evin iç ortamı yerine, demir külçenin sıcaklığı 27 °C olana kadar, demir külçeyle dış ortam arasında çalıştırılsaydı sonuç ne olurdu? Evin iç ortamına verilen ısı gene 142132 kJ olur muydu? Size bir ipucu: Her iki durumda da ilk ve son haller aynıdır ve tersinmezlik sıfırdır.

ŞEKİL 7-15
Carnot verimi $\eta_C = 1 - T_0/T$ T sıcaklığındaki bir kaynağın enerjisinin ne kadarının, T_0 sıcaklığındaki bir çevrede işe dönüştürülebileceğini belirtir.

Isı ve İş Etkileşimlerinden Kaynaklanan Kullanılabilirlik Geçişi

Buraya kadar açıklananlardan, T sıcaklığındaki bir ısıl enerji kaynağında bulunan enerjinin *kullanılabilirliğinin* veya *kullanılabilir iş potansiyelinin*, T_0 sıcaklığındaki çevre gözönüne alındığında, bu kaynaktan elde edilebilecek en çok işi gösterdiği anlaşılmaktadır. Bu iş aynı zamanda T sıcaklığındaki kaynakla T_0 sıcaklığındaki çevre arasında çalışan bir Carnot makinesinden elde edilebilecek işitir. Bu nedenle Carnot verimi $\eta_C = 1 - T_0/T$, sıcaklığı $T > T_0$ olan bir ısı kaynağının toplam enerjisi içinde *kullanılabilir enerji* oranını göstermektedir (Şekil 7-15). Örneğin, 1000 K sıcaklığındaki bir ısı kaynağında bulunan enerjinin ancak yüzde 70'i, 300 K sıcaklığındaki bir çevre ortamında işe

dönüştürülebilir. Başka bir anlatımla, bu ısı kaynağındaki her kJ enerjinin kullanılabilirliği veya ekserjisi 0.7 kJ'dür.

6. Bölümde, T sıcaklığındaki bir sınırda gerçekleşen Q miktarda ısı geçişinin, Q/T miktarında entropi geçişiyle birlikte olduğu açıklanmıştı. Ayrıca ısı geçişi ve entropi geçişinin yönlerinin her zaman aynı olduğu belirtilmişti. Yukarıda öne sürülen düşüncelerden ve yapılan tanımlardan yola çıkarak, Q miktarında ısı geçişinin her zaman kullanılabilirlik geçişine neden olduğu ve Q miktarında ısı geçişiyle ilişkili kullanılabilirlik geçişinin, A_Q'nun aşağıdaki bağıntıyla ifade edilebileceği söylenebilir:

$$A_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \tag{7-4}$$

Bu bağıntı T'nin T_0'dan büyük olup olmamasına bakılmaksızın, ısı geçişi Q ile birlikte gerçekleşen kullanılabilirlik geçişini vermektedir. Fakat $T < T_0$ olduğu zaman Q, ısı makinesinden soğuk ortama olan ısı geçişini göstermektedir, başka bir deyişle atık ısıdır ve çevre tarafından T_0 sıcaklığında sağlanan ısıyla karıştırılmamalıdır. $T = T_0$ olduğu zaman kullanılabilirlik geçişi sıfırdır.

Ortamın çevreden daha soğuk olması, başka bir deyişle $T < T_0$ olması durumu ilginizi çekmiş olabilir. Bu durumda çevreyle 'soğuk' ortam arasında bir ısı makinesi çalıştırılabilir ve böylece soğuk ortam iş yapılmasına olanak sağlar. Bu kez çevre ısı kaynağı olmakta, soğuk ortam ise ısı verilen ortam olmaktadır. $T < T_0$ için, 7-4 numaralı bağıntı uygulandığında bulunan değer ısı geçişiyle ilişkili kullanılabilirlik geçişini aksi olarak vermektedir. Oysa Q artıdır, çünkü soğuk ortama ısı geçişi olmaktadır. $T = 100$ K, $Q = 1$ kJ alınsın, 7-4 numaralı denklemden $A_Q = (1 - 300/100) = -2$ kJ değeri bulunur. Bu sonuç, soğuk ortamın kullanılabilirliğinin 2 kJ azaldığını göstermektedir. Fakat soğuk ortamın kullanılabilirliğindeki bu azalmaya karşılık soğuk ortam çevre ikilisi 2 kJ iş yapabilir. Şöyle ki, $T_0 = 300$ K ile $T = 100$ K sıcaklıkları arasında çalışan bir Carnot makinesi, soğuk ortama 1 kJ ısı verirken, çevreden 3 kJ ısı alarak 2 kJ iş yapabilmektedir.

$T > T_0$ olduğu zaman, kullanılabilirlik ve ısı geçişleri aynı yöndedir. Başka bir deyişle, ısı geçişinin olduğu ortamın hem kullanılabilirliği hem de enerjisi artmaktadır. Fakat $T < T_0$ olduğunda kullanılabilirlik ve ısı geçişleri ters yöndedir. Başka bir deyişle, ısı geçişinin olduğu ortamın enerjisi artarken kullanılabilirliği azalmaktadır. Soğuk ortamın kullanılabilirliği sıcaklığı T_0'a yaklaştıkça sıfıra gider. 7-4 numaralı denklem T sıcaklığındaki Q *ısıl enerjisinin kullanılabilirliği* olarak da yorumlanabilir.

Isı geçişinin olduğu sınırda sıcaklık değişiyorsa, ısı geçişiyle birlikte olan kullanılabilirlik geçişi integrasyonla bulunur:

$$A_Q = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \tag{7-5}$$

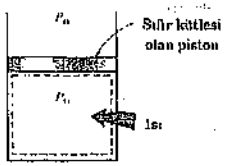
Sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinin tersinmez olduğu ve entropi üretimine yol açtığı daha önce belirtilmişti. Entropi üretimi her zaman kullanılabilirliğin yokedilmesine neden olur (Şekil 7-16).

İşle birlikte gerçekleşen kullanılabilirlik geçişi, A_W ile gösterilir ve yararlı işe eşittir:

$$A_W = W_y = \begin{cases} W - P_0(V_2 - V_1) & \text{sınır işi için} \\ W & \text{diğer işler için} \end{cases} \tag{7-6}$$

Bu nedenle, işle birlikte gerçekleşen kullanılabilirlik geçişi, hacim değişikliği geçiren kapalı sistem dışında, işin kendisine eşittir. Hacim değiştiren kapalı sistemde, çevreye karşı yapılan iş olan $W_{çevre} = P_0(V_2 - V_1)$, başka bir sisteme aktarılamaz ve herhangi bir amaçla kullanılamaz. Benzer biçimde, bu sistemde sıkıştırma işinin bir bölümü de atmosfer tarafından yapılır, böylece sisteme sıkıştırma sırasında sağlanması gereken yararlı iş daha az olur.

Bu noktayı biraz daha açıklayabilmek için Şekil 7-17'de gösterilen dikey piston-silindir düzeneğini ele alalım. Pistonun sürtünmesiz olduğu kabul edilsin. Silindirde başlangıçta P_0 basıncında bir gaz bulunsun. Daha sonra gaza, silindir içindeki basınç P_0 değerinde sabit kalacak şekilde ısı geçişi olsun. Bunun sonucu olarak piston yükselecek ve sınır işi yapılacaktır. Fakat bu iş sadece çevre-havaya karşı genişlemeyi sağlamaktadır; bunun ötesinde bir yararı yoktur. Eğer pistonun üzerine bir ağırlık konursa, silindir içindeki gazın basıncını P_0'ın üzerine çıkarmak gerekecektir. Benzer olarak gaz soğutulduğu zaman piston aşağı inerek gaz basıncının aynı kalmasını sağlayacak, sıkıştırma için dışarıdan bir iş yapılması gerekmeyecektir. Böylece atmosfere karşı veya atmosfer tarafından yapılan işin başka bir amaca yönelik olarak kullanılamayacağı sonucuna varılabilir, bu nedenle çevre işi yararlı işin dışında tutulmalıdır.



ŞEKİL 7-17

Sistem basıncı atmosfer basıncında olduğu zaman sınır işiyle ilişkili yararlı iş yoktur.

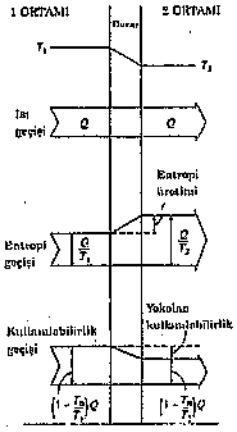
Kinetik ve potansiyel enerjinin tamamı yararlı işe dönüştürülebilir. Bu nedenle kinetik enerjinin veya potansiyel enerjinin kullanılabilirliği aynı değerdir. Başka bir anlatımla: $A_{KE} = KE = mV^2/2$ ve $A_{PE} = PE = mgz$. Fakat sistemin iç enerjisi U ve entalpisi H'nin tümü yararlı işe eşdeğer değildir. Bu bölümde daha sonra açıklanacağı gibi, belirli bir haldeki sistemin iç enerjisi ve entalpisiyle sistemden elde edilebilecek yararlı iş arasındaki ilişki, ölü hal referans olarak alındığı zaman, $U - T_0S$ ve $H - T_0S$ bağıntılarıyla verilecektir.

7-3 ■ İKİNCİ YASA VERİMİ η_{II}

5. Bölümde ısı makineleri, soğutma makineleri, ısı pompaları gibi makinelerin çalışma etkinliklerinin bir ölçüsü olarak *ısıl verim* ve *etkinlik katsayısı* tanımlanmıştı. Bu tanımlar sadece birinci yasa gözönüne alınarak yapılmıştı, bu nedenle *birinci yasa verimi* olarak da bilinirler.

Birinci yasa verimi veya bazen adlandırıldığı gibi *dönüşüm verimi*, olabilecek en iyiyi ölçü olarak almaz, bu nedenle bazen yanlış değerlendirmelere yol açabilir.

Örnek olarak ısıl verimleri yüzde 30 olan iki ısı makinesi ele alınsın (Şekil 7-18). Makinelerden biri (makine *A*) 600K sıcaklığındaki bir kaynaktan ısı alırken, diğeri (makine *B*) 1000 K sıcaklığındaki bir kaynaktan ısı almaktadır. Her iki makine de 300 K sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposuna ısı vermektedir. İlk bakışta her iki makine de aldıkları ısının yüzde 30'unu işe dönüştürmektedirler, bu nedenle aynı ölçüde başarılıdırlar. Fakat bu makineler termodinamiğin ikinci yasasına göre incelendiği zaman farklı bir görünüm ortaya çıkmaktadır. Bu makine-



Şekil 7-16

Sonlu sıcaklık farkında kullanılabilirliğin (ekserjinin) geçişi ve yokedilmesi.

lerin en etkin biçimde çalışmaları, tersinir veya Carnot makinesi olmalarıyla mümkündür. Bu durumda ısıl verimleri kolayca bulunabilir:

$$\eta_{th,A} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)_A = 1 - \frac{300\ \text{K}}{600\ \text{K}} = 0.50$$

$$\eta_{th,B} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)_B = 1 - \frac{300\ \text{K}}{1000\ \text{K}} = 0.70$$

Bu sonuca göre makine B'nin iş yapabilme olanağının daha büyük olduğu (makine A'nın yüzde 50'sine karşılık yüzde 70) ve bu nedenle makine A'dan daha etkin olması gerektiği açıktır. Böylece her iki makinenin ısıl verimleri aynı olmasına karşın, makine B'nin makine A'dan daha az başarılı olduğu sonucuna varılabilir.

Yukarıdaki örnekten birinci yasa veriminin mühendislik sistemleri için tek başına bir başarı ölçüsü olamayacağı görülmektedir. Bu yetersizliği gidermek için ikinci yasa verimi η_{II} tanımlanacaktır. İkinci yasa verimi, gerçek ısıl verimin, aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısıl verime oranıdır (Şekil 7-19):

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,tr}} \quad \text{(ısı makineleri için)} \qquad (7\text{-}7a)$$

Bu tanıma göre, yukarıda verilen örnekteki ısı makinelerinin ikinci yasa verimleri aşağıda gösterildiği gibidir:

$$\eta_{II,A} = \frac{0.30}{0.50} = 0.60 \quad \text{ve} \quad \eta_{II,B} = \frac{0.30}{0.70} = 0.43$$

Bu değerler, makine A'nın kullanılabilir iş potansiyelinin yüzde 60'ını yararlı işe dönüştürdüğünü, buna karşılık aynı oranın makine B için yüzde 43 olduğunu göstermektedir.

İkinci yasa verimi, makineden elde edilen yararlı işin elde edilebilecek en çok işe (tersinir) oranı olarak da tanımlanabilir:

$$\eta_{II} = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad \text{(iş yapan makineler için)} \qquad (7\text{-}7b)$$

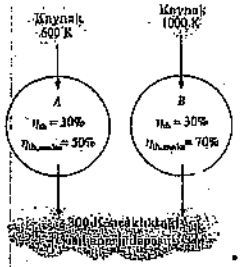
Bu tanım daha geneldir, çünkü çevrimlerin dışında türbin, pistonsilindir ve benzeri sistemlerdeki hal değişimlerine de uygulanabilir. İkinci yasa veriminin yüzde 100 den daha büyük olamayacağı not edilmelidir (Şekil 7-20).

İkinci yasa verimi, kompresörler ve soğutma makineleri gibi iş gerektiren makineler için de tanımlanabilir. Bu durumda ikinci yasa verimi gerekli en az işin (tersinir), yapılan yararlı işe oranı olur;

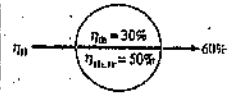
$$\eta_{II} = \frac{W_{tr}}{W_g} \quad \text{(iş gerektiren makineler için)} \qquad (7\text{-}8a)$$

Soğutma makinesi ve ısı pompası için ikinci yasa verimi, etkinlik katsayısıyla ifade edilebilir:

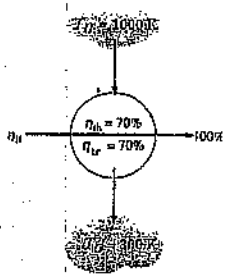
$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{tr}} \quad \text{(soğutma makineleri ve ısı pompaları için)} \qquad (7\text{-}8b)$$



ŞEKİL 7-18
İki ısı makinesinin ısıl verimleri eşit fakat sahip olabilecekleri en yüksek (maksimum) ısıl verim farklı olabilir.



ŞEKİL 7-19
İkinci yasa verimi, bir makinenin ısıl veriminin tersinir koşullarda sahip olabileceği ısıl verime oranıdır.



ŞEKİL 7-20
Tüm tersinir makinelerin ikinci yasa verimi yüzde 100'dür.

İkinci yasa veriminin tanımı gereği bu değer de yüzde 100'ü geçemez. Yukarıdaki bağıntılarda tersinir iş W_{tr}, gerçek hal değişimiyle aynı başlangıç (giriş) ve son (çıkış) halleri kullanılarak belirlenmelidir.

İkinci yasa verimi için ortaya konan bağıntılar iş yapan ve iş gerektiren makineler için tanımlandı. Bu tür bir amaca yönelik olmayan hal değişimlerini de kapsayacak daha genel bir ikinci yasa veriminin tanımlanmasına gerek vardır. Fakat üzerinde görüş birliği sağlanmış genel bir ikinci yasa verimi tanımı yoktur. Literatürde aynı sistem için farklı ikinci yasa verimi tanımlarına rastlanabilir. İkinci yasa verimini tanımlamaktaki amaç tersinir hal değişimlerine hangi ölçüde yaklaşıldığını belirtmektir. Bu bakımdan ikinci yasa veriminin değeri en kötü durumda sıfır (kullanılabilirliğin tümüyle yokedilmesi), en iyi durumda bir (kullanılabilirliğin tümüyle korunması) olacaktır. Bu düşünceyle ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi tanımlanabilir,

$$\eta_{II} = \frac{\text{sistemden elde edilen kullanılabilirlik}}{\text{sisteme sağlanan kullanılabilirlik}}$$

$$= 1 - \frac{\text{yokedilen kullanılabilirlik ("tersinmezlik")}}{\text{sisteme sağlanan kullanılabilirlik}}$$

Bu nedenle ikinci yasa verimini belirlerken ilk yapılacak işlem, hal değişimi sırasında ne kadar kullanılabilirliğin veya iş yapma olanağının tüketildiğini hesaplamaktır. Tersinir bir hal değişimi sırasında, sağlanan kullanılabilirliğin tümünün sistemden elde edilmesi (geri kazanılması), başka bir deyişle tersinmezliğin sıfır olması gerekir. Sisteme sağlanan kullanılabilirliğin tümü hal değişimi sırasında yokolursa ikinci yasa verimi sıfır olacaktır. Bir sisteme kullanılabilirliğin, ısı geçişi, iş, kinetik enerji, potansiyel enerji, iç enerji ve entalpi aktarımı gibi değişik yollarla sağlanabileceği veya girebileceği vurgulanmalıdır. Kullanılabilirlik aynı yollarla sistemden elde edilebilir veya geri kazanılabilir. Bazen sisteme sağlanan ve sistemden elde edilen kullanılabilirliğin tanım konusunda farklı fakat geçerli düşünceler öne sürülmekte ve buna bağlı olarak farklı ikinci yasa verimleri önerilmektedir. Fakat sistemden elde edilen (geri kazanılan) kullanılabilirlikle yokolan kullanılabirliğin (tersinmezliğin) toplamı her zaman sisteme sağlanan kullanılabilirliğe eşit olmak zorundadır. Ayrıca her zaman olduğu gibi sistemle çevre arasındaki etkileşimleri doğru belirleyebilmek için sistemin özenle tanımlanması gerekir.

Bir *ısı makinesine* sağlanan kullanılabilirlik, makineye sıcak kaynaktan verilen ısının kullanılabilirliğindeki azalmadır. Bu da makineye verilen ısının kullanılabilirliği ile makinenin düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna verdiği ısının kullanılabilirliği arasındaki farktır. Eğer ısı çevreye veriliyorsa o zaman kullanılabilirliği sıfırdır. Makinenin net işi, makineden elde edilen veya geri kazanılan kullanılabilirliktir.

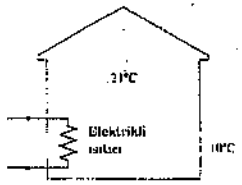
Bir *soğutma makinesi* veya *ısı pompası* için, sağlanan kullanılabilirlik girilen iştir. Elde edilen veya geri kazanılan kullanılabilirlik ise, ısı pompası için sıcak ortama verilen ısının kullanılabilirliği, soğutma makinesi için soğuk ortamdan çekilen ısının kullanılabilirliğidir.

Birbiriyle karışmayan iki akış arasındaki bir *ısı değiştiricisi* için, sağlanan kullanılabilirlik, sıcak akışın kullanılabilirliğindeki azalmadır. Elde edilen veya geri kazanılan kullanılabilirlik ise soğuk akışın

kullanılabilirliğindeki artıştır. Bu konu Bölüm 7-5'te daha ayrıntılı bir biçimde ele alınmıştır.

ÖRNEK 7-6

Bir satıcı gazeteye verdiği ilanda, evler için, yüzde 100 verimle çalışan elektrikli ısıtıcılar sattığını duyurmaktadır (Şekil 7-21). İç ortam sıcaklığının 21 °C, dış ortam sıcaklığının 10 °C olduğunu kabul ederek, ısıtıcıların ikinci yasa verimini hesaplayın.



ŞEKİL 7-21
Örnek 7-6'nın genel çizimi.

Çözüm Satıcının belirttiği verimin birinci yasa verimi olduğu açıktır. Buna göre, tüketilen her birim elektrik enerjisi (iş) için iç ortama bir birim enerji (ısı) verilmektedir. Başka bir deyişle, ısıtıcının etkinlik katsayısı COP = 1 olmaktadır.

Verilen koşullarda, tersinir bir ısı pompasının etkinlik katsayısı:

$$\text{COP}_{\text{ıp, tr}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (283\ \text{K})/(294\ \text{K})} = 26.7$$

olmaktadır. Başka bir deyişle, tükettiği her birim elektrik enerjisi karşılığında iç ortama 26.7 birim ısı vermektedir.

Elektrikli ısıtıcının ikinci yasa verimi 7-8*b* numaralı denklemden hesaplanabilir

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{tr}}} = \frac{1.0}{26.7} = 0.037 \text{ veya } \%3.7$$

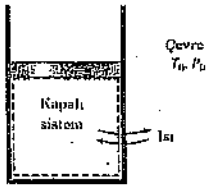
Bu değer pek etkileyici değildir. Satıcı bu değeri görmekten hoşlanmayacaktır. Elektriğin yüksek fiyatı gözönüne alınırsa, tüketicinin, verimi daha 'az' da olsa bir doğal gaz ısıtıcısı kullanması daha kazançlı olacaktır.

Taşıdıkları öneme karşın, kullanılabilirlik, tersinmezlik ve tersinir iş kavramları öğrenciler tarafından zor ve karmaşık bulunur, çünkü konu birçok tanım ve denklemin kullanımını gerektirir. Bu kavramlar yukarıda genel bir biçimde, denklemlere girmeden açıklanmaya çalışılmıştır, aşağıdaki bölümlerde ise daha zorlayıcı mühendislik problemlerine uygulanacaktır. Bu bakımdan öğrencinin bu aşamada önceki bilgileri gözden geçirmesinde, temel terim ve kavramları iyi anlamasında yarar görülmektedir.

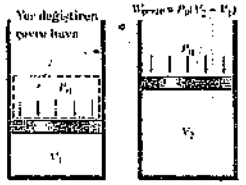
Özetle, verilen iki hal arasındaki değişim sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş (veya sistemin gerektirdiği en az yararlı iş) *tersinir iş* diye adlandırılır. Eğer son hal çevre koşulları ise, tersinir iş en büyük değere ulaşır ve *kullanılabilirlik* diye adlandırılır. Bir hal değişimi sırasında tersinir işle yararlı iş arasındaki fark, *tersinmezlik* diye tanımlanır. Aşağıdaki bölümlerde bu kavramlar kullanılarak kapalı ve açık sistemlerle ilgili hal değişimleri ikinci yasa yönünden incelenecektir.

7-4 ■ KAPALI SİSTEMLERİN İKİNCİ YASA ÇÖZÜMLEMESİ

Basıncı P_0, sıcaklığı T_0 olduğu bir çevre ortamında, Şekil 7-22'de görüldüğü gibi, 1 halinden 2 haline geçen kapalı bir sistem düşünün. Sistem sadece çevreyle ısı alışverişinde bulunmakta, başka bir ısıl enerji deposuyla ısı alışverişine izin verilmemektedir (bu kısıtlama



ŞEKİL 7-22
Sadece çevreyle ısı alışverişinde bulunan kapalı sistem.



ŞEKİL 7-23
Kapalı bir sistemde bir amaca yönelik olarak kullanılamayan çevre işi genellikle vardır.

daha sonra kaldırılacaktır). Kapalı sistemin ayrıca hareketsiz olduğu kabul edilmekte, bu nedenle sistemin kinetik ve potansiyel enerjisi değişmemektedir. İncelenen kapalı sistem için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları aşağıdaki gibi yazılabilir:

Birinci yasa (Dnk. 3-36): $$Q - W = U_2 - U_1$$

İkinci yasa (Dnk. 6-11): $$S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1)_{\text{sistem}} + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}}$$

Burada $T_{\text{çevre}} = T_0$, $Q_{\text{çevre}} = -Q$ olup, $S_{\text{üretim}}$ hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimi, başka bir deyişle toplam entropi değişimidir. Bu iki denklem arasında ısı geçişi terimi yokedilir ve W çözülürse,

$$W = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \tag{7-9}$$

elde edilir. W, hal değişimi sırasında gerçekleşen toplam işi'dir. Hal değişimi sırasında sistemin hacmi değişirse, bu işin bir bölümü çevreye karşı (veya tarafından) yapılacaktır (Şekil 7-23). Bu durumda gerçek işle çevre işinin arasındaki fark olan *yararlı iş* (7-2 numaralı denklem) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = W - P_0(V_2 - V_1)$$

veya $$W_y = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \tag{7-10}$$

W_y, 1-2 hal değişimi sırasında kapalı sistem tarafından (veya üzerinde) yapılan yararlı iş olup, yukarıdaki denklemde ilk ve son hallerdeki sistem özelikleri, çevre özelikleri (P_0, T_0) ve hal değişimi sırasında üretilen entropiyle ifade edilmiştir.

Bu kez aynı sistem, aynı ilk ve son haller arasında ve aynı çevre ortamında tersinir bir hal değişiminden geçsin. Başka bir deyişle, sistemle çevre arasındaki ısı alışverişi tersinir olarak gerçekleşsin ve sistem içinde sürtünme ve benzeri tersinmezlikler olmasın. Tersinir hal değişimleri sırasında entropi üretimi yoktur, bu nedenle $S_{\text{üretim}} = 0$ olur. Bu hal değişimi sırasında yapılan yararlı iş, tersinir işe'dir ve 7-10 numaralı denklemden entropi üretim terimi $S_{\text{üretim}}$'i sıfıra eşitleyerek elde edilir:

$$W_{tr} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \quad \text{(kJ)} \tag{7-11}$$

Bu denklem, T_0 sıcaklık ve P_0 basınçta bulunan çevresiyle ısı alışverişi olan kapalı sistemin 1 ve 2 halleri arasındaki hal değişimi sırasında yapabileceği en çok yararlı işi vermektedir.

Belirli bir halde bulunan kapalı bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı işi ifade eden **kapalı sistem kullanılabilirliği** Φ ile (veya birim kütle için ϕ ile) gösterilir ve 7-11 numaralı denklemde 1 halini verilen hal (indissiz) ile, 2 halini de ölü hal (0 indisi) ile değiştirerek elde edilir:

$$\Phi = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(V - V_0) \quad \text{(kJ)} \tag{7-12a}$$

veya $$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{7-12b}$$

Bu denklemlerden, kapalı sistemin ölü haldeki ($u = u_0$, $s = s_0$, $v = v_0$) kullanılabilirliğinin sıfır olduğu açıkça görülmektedir. Başka bir de-

yişle, çevresiyle dengede bulunan bir sistemden iş elde etmek olanaksızdır. Bu bağıntıların kimyasal reaksiyona girmeyen sistemler için geçerli olduğu belirtilmelidir. Kimyasal reaksiyona giren sistemlerin kullanılabilirliği 14. Bölümde incelenmiştir.

1 ve 2 halleri arasındaki bir hal değişimi için tersinir iş, kullanılabilirlikle de ifade edilebilir:

$$W_{tr} = \Phi_1 - \Phi_2 \quad \text{(kJ)} \tag{7-18a}$$

veya

$$w_{tr} = \phi_1 - \phi_2 \quad \text{(kJ/kg)} \tag{7-18b}$$

Sözlü anlatımla, kapalı bir sistemle ilgili tersinir iş, kapalı sistemin kullanılabilirliğindeki *azalma* (veya sıkıştırma durumunda *artma*) olmaktadır (Şekil 7-24). Bunu 7-12a numaralı denklemi ilk ve son haller için yazıp, bulunan iki denklemin farkını alarak göstermek olasıdır. Son halin ölü hal olması durumunda (Φ_2=0), kapalı sistemin ilk haldeki kullanılabilirliği (Φ_1) ve hal değişimi sırasındaki tersinir iş (W_{tr}) eşit olurlar (Şekil 7-25). Kullanılabilirliğin *hal* ile, tersinir işin ise *hal değişimi* ile ilişkili olduğu vurgulanmalıdır.

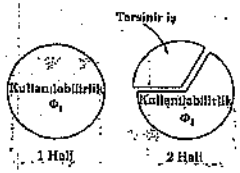
Kapalı bir sistemin kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişim yukarıdaki denklemlerde iç enerjiyi (U), toplam enerji (E) ile değiştirerek gözönüne alınabilir.

Kapalı bir sistemin hal değişimiyle ilişkili tersinmezlik, 7-3 numaralı denklemi gözönüne alarak aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir (Şekil 7-26):

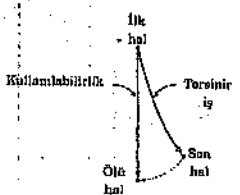
$$I = W_{tr} - W_y = T_0 S_{\text{üretim}} \quad \text{(kJ)} \tag{7-14a}$$

veya

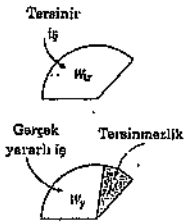
$$i = w_{tr} - w_y = T_0 s_{\text{üretim}} \quad \text{(kJ/kg)} \tag{7-14b}$$



ŞEKİL 7-24
Tersinir iş kullanılabilirlikteki değişimdir.



ŞEKİL 7-25
Son hal ölü hale yaklaşırken tersinir iş de kullanılabilirliğe yaklaşır.



ŞEKİL 7-26
Tersinmezlik, tersinir işle gerçek yararlı iş arasındaki farktır.

ÖRNEK 7-7

Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 1 MPa basınç ve 300 °C sıcaklıkta 0.05 kg su buharı bulunmaktadır. Daha sonra buhar 200 kPa basınç ve 150 °C sıcaklığa genişleyerek iş yapmaktadır. Hal değişimi sırasında sistemden çevreye 2 kJ ısı geçişi olmaktadır. Çevrenin T_0 = 25 °C ve P_0 = 100 kPa'de olduğunu kabul ederek, (*a*) ilk ve son hallerde su buharının kullanılabilirliğini ve bu hal değişimi için (*b*) tersinir işi, (*c*) tersinmezliği, (*d*) ikinci yasa verimini hesaplayın.

Çözüm Piston-silindir düzeneği içindeki su buharı, Şekil 7-27'de gösterildiği gibi, sistem olarak alınsın. Sistem sınırlarından kütle geçişi olmadığı için kapalı bir sistem sözkonusudur. Bu nedenle kapalı sistem için geliştirilen tersinir iş, kullanılabilirlik ve tersinmezlik bağıntıları geçerli olacaktır.

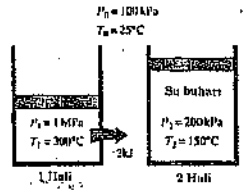
(*a*) Önce su buharının ilk ve son haller ile çevre halindeki özeliklerini bulalım.

1 Hali (ilk hal): $P_1 = 1$ MPa, $T_1 = 300$ °C

$$u_1 = 2793.2 \text{ kJ/kg}$$
$$v_1 = 0.2579 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \text{(Tablo A-6)}$$
$$s_1 = 7.1229 \text{ kJ/(kg·K)}$$

2 Hali (son hal): $P_2 = 200$ kPa, $T_2 = 150$ °C

$$u_2 = 2576.9 \text{ kJ/kg}$$
$$v_2 = 0.9596 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \text{(Tablo A-6)}$$
$$s_2 = 7.2795 \text{ kJ/(kg·K)}$$



ŞEKİL 7-27
Örnek 7-7'nin genel çizimi.

Çevre hali (ölü hal): $P_0 = 100$ kPa, $T_0 = 25$ °C

$$u_0 \equiv u_{f\,@\,25\,^\circ\text{C}} = 104.88 \text{ kJ/kg}$$
$$v_0 \equiv v_{f\,@\,25\,^\circ\text{C}} = 0.0010 \text{ m}^3/\text{kg}$$
$$s_0 \equiv s_{f\,@\,25\,^\circ\text{C}} = 0.3674 \text{ kJ/(kg·K)}$$

(Tablo A-4)

Sistemin ilk ve son hallerdeki kullanılabilirlikleri (Φ_1 ve Φ_2), 7-12 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\begin{aligned}\Phi_1 &= m[(u_1 - u_0) - T_0(s_1 - s_0) + P_0(v_1 - v_0)] \\ &= (0.05 \text{ kg})\{(2793.2 - 104.88) \text{ kJ/kg} \\ &\quad - (298 \text{ K})[(7.1229 - 0.3674) \text{ kJ/(kg·K)}] \\ &\quad + (100 \text{ kPa})[(0.2579 - 0.0010) \text{ m}^3/\text{kg}]\}\,[\text{kJ/(kPa·m}^3)] \\ &= 35.0 \text{ kJ}\end{aligned}$$

ve

$$\begin{aligned}\Phi_2 &= m[(u_2 - u_0) - T_0(s_2 - s_0) + P_0(v_2 - v_0)] \\ &= (0.05 \text{ kg})\{(2576.9 - 104.88) \text{ kJ/kg} \\ &\quad - (298 \text{ K})[(7.2795 - 0.3674) \text{ kJ/(kg·K)}] \\ &\quad + (100 \text{ kPa})[(0.9596 - 0.0010) \text{ m}^3/\text{kg}]\}\,[\text{kJ/(kPa·m}^3)] \\ &= 25.4 \text{ kJ}.\end{aligned}$$

Böylece, sistemin başlangıçta 35 kJ olan kullanılabilirliği (sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş) hal değişimi sonunda 25.4 kJ'e düşmektedir. Başka bir deyişle, sistem eğer ilk halinden çevre haline (ölü hal) tersinir bir hal değişimiyle gidebilseydi, 35 kJ yararlı iş yapabilirdi.

(*b*) Hal değişimi sırasındaki tersinir iş, kullanılabilirlikteki azalma olup 7-13*a* numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$W_{tr} = \Phi_1 - \Phi_2 = (35.0 - 25.4) \text{ kJ} = 9.6 \text{ kJ}$$

Başka bir anlatımla, eğer 1 ve 2 halleri arasındaki hal değişimi tersinir bir biçimde gerçekleşmiş olsaydı, sistem 9.6 kJ yararlı iş yapmış olurdu. Tersinir iş doğrudan 7-11 numaralı denklemle de hesaplanabilirdi.

(*c*) Bir hal değişimi sırasındaki tersinmezlik, tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır. Bu hal değişimi için tersinir iş yukarıda 9.6 kJ olarak hesaplanmıştı. Gerçek iş ise hal değişimine enerjinin korunumu ilkesini uygulayarak hesaplanabilir:

$$\begin{aligned}Q - W &= \Delta U = m(u_2 - u_1) \\ -2 \text{ kJ} - W &= (0.05 \text{ kg})[(2576.9 - 2793.2) \text{ kJ/kg}] \\ W &= 8.8 \text{ kJ}\end{aligned}$$

Bu değer sistem tarafından yapılan toplam işi göstermektedir ve çevreye karşı yapılan işi de içermektedir. Yararlı iş toplam işle çevre işi arasındaki farktır:

$$\begin{aligned}W_y &= W - W_{\text{çevre}} = W - P_0(V_2 - V_1) = W - P_0 m(v_2 - v_1) \\ &= 8.82 \text{ kJ} - (100 \text{ kPa})(0.05 \text{ kg})[(0.9596 - 0.2579) \text{ m}^3/\text{kg}]\left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa·m}^3}\right) \\ &= 5.3 \text{ kJ}\end{aligned}$$

Böylece tersinmezlik,

$$I = W_{tr} - W_y = (9.6 - 5.3) = 4.3 \text{ kJ}$$

olmaktadır. Hal değişimi sırasında 4.3 kJ iş potansiyeli veya iş yapma olanağı boşa harcanmıştır. Başka bir deyişle, fazladan 4.3 kJ enerjinin işe dönüştürülmesi mümkünken, bu gerçekleşememiştir.

Tersinmezlik, 7-14a numaralı denklemle de hesaplanabilirdi:

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} = T_0\left[m(s_2 - s_1) + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_0}\right]$$

$$= (298\text{K})\left\{(0.05\text{ kg})[(7.2795 - 7.1229)\text{ kJ/(kg·K)}] + \frac{2\text{ kJ}}{298\text{ K}}\right\}$$

$$= 4.3\text{ kJ}$$

Beklendiği gibi bu değer daha önce bulunan değerle aynıdır.

(d) Bu hal değişimi için ikinci yasa verimi, yararlı işin tersinir İşe oranı olup 7-7b numaralı denklemle hesaplanır:

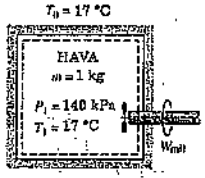
$$\eta_{II} = \frac{W_y}{W_{tr}} = \frac{5.3\text{ kJ}}{9.6\text{ kJ}} = 0.552 \text{ veya } \%55.2$$

İş potansiyelinin %44.8'i hal değişimi sırasında yitirilmektedir.

ÖRNEK 7-8

Sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 17 °C sıcaklık ve 140 kPa basınçta 1 kg hava bulunmaktadır. Daha sonra hava üzerinde, sıcaklığı 37 °C oluncaya kadar, bir döner kanat aracılığıyla iş yapılmaktadır. Çevre hava 17 °C sıcaklığındadır. Hal değişimi için, (a) tersinmezliği, (b) tersinir işi hesaplayın.

Çözüm Sistem, Şekil 7-28'de gösterildiği gibi, kap içindeki havadır. Atmosfer basıncına ve sıcaklığına yakın koşullarda, hava mükemmel bir gaz kabul edilebilir. Ayrıca havanın sıcaklığı bu hal değişimi sırasında pek fazla değişmemektedir, bu nedenle özgül ısısı sabit alınabilir. Ortalama sıcaklık olan 300 K'de havanın sabit hacimde özgül ısısı Tablo A-2'den $C_v = 0.718$ kJ/(kg·°C) olarak bulunur. Sistem hareketsiz olduğu için kinetik ve potansiyel enerji değişimleri de ihmal edilebilir.



ŞEKİL 7-28
Örnek 7-8'in genel çizimi.

(a) Bu hal değişiminin tersinmezliğini hesaplamak için 7-14a numaralı denklemi kullanabiliriz:

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} = T_0 (\Delta S_{\text{sistem}} + \cancelto{0}{\Delta S_{\text{çevre}}})$$

Fakat sistem adyabatik olduğu için, $\Delta S_{\text{çevre}} = (Q_{\text{çevre}}/T_0) = 0$ olur. Bu nedenle,

$$I = T_0\,\Delta S_{\text{sistem}} = T_0 m\left(C_v \ln\frac{T_2}{T_1} + R\cancelto{0}{\ln\frac{V_2}{V_1}}\right)$$

yazılabilir. Ayrıca $V_2 = V_1$ olduğu için parantez içindeki ikinci terim de sıfır olur ve

$$I = (290\text{ K})(1\text{ kg})[0.718\text{ kJ/(kg·K)}]\ln\frac{310\text{ K}}{290\text{ K}}$$

$$= 13.9\text{ kJ}$$

elde edilir.

(b) Bu hal değişimi için tersinir İş 7-11 numaralı denklemden hesaplanabilir. $V_1 = V_2$ olduğu hatırlanır ve $T_0\Delta S_{\text{sistem}}$ değerinin yukarıda hesaplandığı not edilirse aşağıdaki değer bulunur:

$$W_{tr} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)$$

$$= mC_v(T_1 - T_2) - T_0(-\Delta S_{\text{sistem}}) + 0$$

$$= (1\text{ kg})[0.718\text{ kJ/(kg·K)}][(290 - 310)\text{ K}] + 13.9$$

$$= -0.46\text{ kJ}$$

İrdeleme Bu aşamada çözüm elde edilmiştir. Fakat konuyu daha iyi anlayabilmek açısından problem biraz daha tartışılacaktır. Önce birinci yasayı uygulayarak hal değişimi sırasında yapılan gerçek işi hesaplayalım (döner kanat işi, W_{dk}):

$$\cancelto{0}{Q} - W = \Delta U$$

$$-W_{\text{dk}} = mC_{v,\text{ort}}(T_2 - T_1)$$

$$W_{\text{dk}} = -14.36\text{ kJ}$$

Yukarıdaki değer hesaplanırken, sistem adyabatik olduğu için ısı geçişinin ve hareketli sınır olmadığı için de sınır işinin sıfır oldukları gözönüne alınmıştır.

Elde edilen sonuçlar yeniden gözden geçirilirse, hal değişimi sırasında sistem üzerinde 14.36 kJ iş yapılmıştır, 13.9 kJ tersinmezlik oluşmuştur ve tersinir iş −0.46 kJ olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçların anlamı nedir? Sorunun cevabı çok basittir. Sistem üzerinde yaratılmak istenen etki (sabit hacimde sıcaklığın 37 °C'a yükseltilmesi), 14.36 kJ yerine 0.46 kJ İş yapılarak gerçekleştirilebilir, böylece fazladan 13.9 kJ iş yapılmamış olurdu. Bunun yolu da bir ısı pompası kullanmaktır.

Yukarıda söyleneni kanıtlamak için, $T_0 = 290$ K sıcaklığındaki çevreden ısı alan ve kap içindeki havaya sıcaklığı 310 K olana kadar ısı veren bir Carnot ısı pompası düşünelim (Şekil 7-29). Bu durumda sistem (kap içindeki hava) doğrudan bir iş etkileşiminde bulunmamaktadır ve sisteme verilen ısı diferansiyel olarak aşağıdaki gibi yazılır:

$$\delta Q_H = dU = mC_v\,dT$$

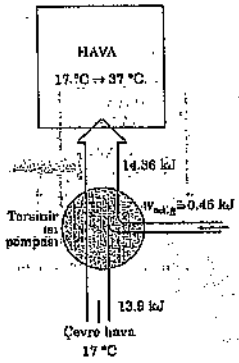
Tersinir bir ısı pompasının etkinlik katsayısı,

$$\text{COP}_{\text{ip}} = \frac{\delta Q_H}{\delta W_{\text{net, giren}}} = \frac{1}{1 - T_0/T}$$

bağıntısıyla verilir. Böylece,

$$\delta W_{\text{net, giren}} = \frac{\delta Q_H}{\text{COP}_{\text{ip}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)mC_v\,dT$$

elde edilir. İntegrasyon yapılırsa,



ŞEKİL 7-29
Sistem üzerinde aynı etki, sadece 0.46 kJ iş gerektiren tersinir bir ısı pompasıyla sağlanabilir.

$$W_{\text{net, giren}} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)mC_v\,dT$$

$$= mC_{v,\text{ort}}(T_2 - T_1) - T_0 mC_{v,\text{ort}}\ln\frac{T_2}{T_1}$$

$$= (14.36 - 13.9)\text{ kJ} = 0.46\text{ kJ}$$

bulunur. Bu sonuç yukarıdaki savı doğrulamaktadır. Dikkat edilirse, sisteme verilen enerji gene 14.36 kJ'dür, fakat bu kez 13.9 kJ enerji, iş olarak sağlanmak yerine çevre ortamdan "işe yaramayan" enerji olarak alınmıştır.

14.36 kJ döner kanat işi yapılması sonucu, sistemin kullanılabilirliği 0.46 kJ, başka bir deyişle tersinir iş kadar artmıştır. Başka bir deyişle, sistem yeniden ilk haline dönerse en çok 0.46 kJ iş yapabilecektir.

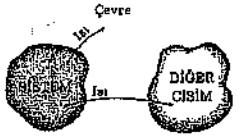
Başka Sistemler veya Cisimlerle Isı Alışverişi

Konunun zorluğunu belirli bir düzeyde tutabilmek için, bu aşamaya kadar çözümlemeler sadece çevreyle ısı alışverişinde bulunulan hal değişimleriyle sınırlı tutuldu. Bu aşamada sınırlama kaldırılıp, sistemin çevreyle birlikte değişik sıcaklıklardaki başka cisimler veya ortamlarla ısı alışverişinde bulunmasına izin verilecektir.

Bu tür hal değişimlerini çözümlemenin en kolay yolu, sistemi ve onunla ısı alışverişinde bulunan cisimleri ayrı sistemler olarak ele almak ve her sistem için bulunan sonucu Şekil 7-30'da gösterildiği gibi toplayarak genel sonucu elde etmektir.

Kullanılabilirlik, daha önce de belirtildiği gibi *hal* ile ilişkilidir. Bir sistemin kullanılabilirliği sadece ve sadece bulunduğu hale ve çevrenin haline bağlıdır. Bu nedenle, sistemin kullanılabilirliği çevresinde onunla ısı alışverişinde bulunma eğilimindeki başka cisimlerin (ısıl enerji depoları veya başka sistemler) varlığından etkilenmez.

Diğer yandan, *tersinir iş* ve *tersinmezlik, hal değişimi*yle ilişkilidir. bu bakımdan çevre ortam dışındaki cisimlerle ısı alışverişi, sistemin bir hal değişimi sırasındaki tersinir işini ve tersinmezliğini etkileyecektir.



$\Phi_{toplam} = \Phi_{sistem} + \Phi_{diğer\ cisim}$

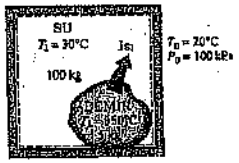
$W_{tr,\,toplam} = W_{tr,\,sistem} + W_{tr,\,diğer\ cisim}$

ŞEKİL 7-30

Çevre dışındaki cisimlerle ısı alışverişi, sistemleri ayrı ayrı ele alıp toplayarak bulunabilir.

ÖRNEK 7-9

Başlangıçta sıcaklığı 350 °C olan 5 kg kütlesinde bir demir külçe, içinde 30 °C sıcaklıkta 100 kg su bulunan yalıtılmış bir kaba konarak soğutulmaktadır. Kaptan buharlaşan suyun yeniden yoğuşarak kaba döndüğünü kabul ederek, (a) son haldeki denge sıcaklığını, (b) demir ve sudan oluşan bileşik sistemin ilk ve son hallerdeki kullanılabilirliğini, (c) hal değişimi sırasında yitirilen iş yapma olanağını (potansiyelini) hesaplayın. Çevre sıcaklığını 25 °C ve basıncını 100 kPa alın.



ŞEKİL 7-31

Örnek 7-9'un genel çizimi.

Çözüm Sistem olarak kap içindeki suyu ve demir külçesini birlikte ele alalım, (Şekil 7-31). Su ve demir sıkıştırılamaz madde olarak kabul edilebilir, ayrıca sistemin kinetik ve potansiyel enerji değişimleri de ihmal edilebilecek ölçüde küçüktür.

(a) Sistemin son haldeki sıcaklığı kapalı sistem için enerjinin korunumu denkleminden hesaplanabilir. Sistem sınırlarının sabit olduğu, çevreyle iş ve ısı, etv. kileşiminin bulunmadığı gözönüne alınırsa, 3-35 numaralı denklem aşağıdaki biçimi alır:

$$\cancel{Q}^{0} - \cancel{W}^{0} = \Delta U + \cancel{\Delta KE}^{0} + \cancel{\Delta PE}^{0}$$

$$0 = (\Delta U)_{demir} + (\Delta U)_{su}$$

$$0 = [mC(T_2 - T_1)]_{demir} + [mC(T_2 - T_1)]_{su}$$

Su ve demir için Tablo A-3a'dan okunan oda sıcaklığındaki özgül ısı değerleri, kütleler ve ilk haldeki sıcaklıklar yukarıdaki denklemde yerine konursa, son haldeki denge sıcaklığı kolaylıkla bulunur:

$$0 = (5\ \text{kg})[0.45\ \text{kJ/(kg·°C)}](T_2 - 350°C) + (100\ \text{kg})[4.184\ \text{kJ/(kg·°C)}](T_2 - 30°C)$$

$$T_2 = 31.7°C$$

(b) Kullanılabilirlik Φ, yaygın bir özelliktir, bu nedenle bileşik sistemin verilen bir haldeki kullanılabilirliği, sistemi oluşturan maddelerin kullanılabilirliklerinin toplamıdır. Kapalı sistemin kullanılabilirliği 7-12a numaralı denklemle verilir ve sıkıştırılamaz bir madde için aşağıda gösterildiği gibi sadeleşir:

$$\Phi = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(\cancel{V - V_0}^{0})$$

$$= mC(T - T_0) - T_0 mC \ln\frac{T}{T_0} + 0$$

$$= mC\left(T - T_0 - T_0 \ln\frac{T}{T_0}\right)$$

Burada T, verilen haldeki mutlak sıcaklık, T_0 ise çevrenin mutlak sıcaklığıdır. İlk halde,

$$\Phi_{1,\,demir} = (5\ \text{kg})(0.45\ \text{kJ/(kg·K)})\left[(623 - 293)\ \text{K} - (293\ \text{K})\ln\frac{623}{293}\right]$$

$$= 245.2\ \text{kJ}$$

$$\Phi_{1,\,su} = (100\ \text{kg})(4.184\ \text{kJ/(kg·K)})\left[(303 - 293)\ \text{K} - (293\ \text{K})\ln\frac{303}{293}\right]$$

$$= 69.8\ \text{kJ}$$

$$\Phi_{1,\,toplam} = \Phi_{1,\,demir} + \Phi_{1,\,su} = (245.2 + 69.8)\ \text{kJ} = 315\ \text{kJ}$$

olur. Son haldeki kullanılabilirlik de benzer şekilde hesaplanır, sadece sonuçları yazarsak,

$$\Phi_{2,\,demir} = 0.5\ \text{kJ}$$

$$\Phi_{2,\,su} = 95.2\ \text{kJ}$$

$$\Phi_{2,\,toplam} = \Phi_{2,\,demir} + \Phi_{2,\,su} = (0.5 + 95.2)\ \text{kJ} = 95.7\ \text{kJ}$$

olur. Başka bir deyişle, bileşik sistemin kullanılabilirliği, tersinmez ısı geçişi sırasında 315 kJ değerinden 95.7 kJ değerine düşmüştür.

(c) Bir hal değişimi sırasında yitirilen iş yapma olanağı (potansiyeli), o hal değişimi sırasındaki tersinmezliktir. Tersinmezlik, tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır. Bu hal değişimi sırasında iş yapılmamaktadır. Böylece tersinmezlik, sistemin toplam kullanılabilirliğindeki değişim olan tersinir işe eşit olacaktır (7-13a numaralı denklem):

$$I = W_{tr} = \Phi_1 - \Phi_2 = (315 - 95.7)\ \text{kJ} = 219.3\ \text{kJ}$$

Demir 350 °C sıcaklıktan 31.7 °C sıcaklığa soğuyup, su 30 °C sıcaklıktan 31.7 °C sıcaklığa ısınırken, 219.3 kJ iş yapılabilirdi, fakat yapılmamıştır. Bu hal değişimi sırasındaki toplam tersinir iş; 7-11 numaralı denklemi önce demir sonra suya uygulayarak ve bulunan değerleri toplayarak da hesaplanabilirdi.

Sistemin ısı alışverişinde bulunduğu cisimlerin sıcaklıklarının, hal değişimi sırasında sabit kalmaları durumunda, tersinir iş için basit bir bağıntı elde etmek mümkündür. T_R sıcaklığındaki ısıl enerji deposundan Q_R miktarında ısı alan kapalı bir sistem düşünülsün. Sistem T_0 sıcaklığındaki bir ortamda bulunmakta ve hal değişimi sırasında 1 halinden 2 haline geçmektedir. Hal değişimi için birinci ve ikinci yasa denklemleri yazılır ve sistemle çevre arasındaki ısı geçişi bu denklemlerden yokedilirse, tersinir iş için aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$W_{tr} = (\Phi_1 - \Phi_2)_{sistem} - Q_R\left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) \quad (kJ) \qquad (7\text{-}16)$$

Burada, T_0 = çevre ortamın mutlak sıcaklığı,
T_R = ısıl enerji deposunun mutlak sıcaklığı,
Q_R = sistemle ısıl enerji deposu arasındaki ısı alışverişidir. Q_R'nin işareti ısıl enerji deposuna göre belirlenmelidir. Başka bir deyişle, ısı geçişi sistemden ısıl enerji deposuna ise artı, ısıl enerji deposundan sisteme ise eksi olmalıdır.

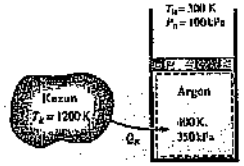
Tersinmezlik için daha önce verilen bağıntı değişmemektedir. Fakat toplam entropi üretimi $S_{üretim}$ hesaplanırken, ısıl enerji deposunun entropi değişimi de toplama eklenmelidir:

$$S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1)_{\text{sistem}} + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_0} + \frac{Q_R}{T_R} \quad \text{(kJ/K)} \qquad (7\text{-}16)$$

Birden çok cisimle ısı alışverişi benzer olarak çözümlenebilir.

ÖRNEK 7-10

Şekil 7-32'de gösterilen sürtünmesiz piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 400 K sıcaklık ve 350 kPa basınçta 0.01 m^3 argon gazı bulunmaktadır. Daha sonra argona 1200 K sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı geçişi olmakta ve argon, hacmi iki katı oluncaya kadar sabit sıcaklıkta genişlemektedir. Argonla 300 K sıcaklıkta ve 100 kPa basınçtaki çevre ortam arasında ısı geçişi yoktur. Hal değişimi sırasında (*a*) yapılan yararlı işi, (*b*) tersinir işi, (*c*) oluşan tersinmezliği hesaplayın.



ŞEKİL 7-32
Örnek 7-10'un genel çizimi.

Çözüm Sistem, silindir içindeki argondur. Argon verilen koşullarda mükemmel bir gaz sayılabilir, çünkü sıcaklığı kritik sıcaklığının (151 K) çok üstündedir. Ayrıca hal değişiminin sanki-dengeli ve buna bağlı olarak içten tersinir olduğu kabul edilecek, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri önemsenmeyecektir.

(*a*) Bu hal değişimi sırasında gerçekleşen tek iş, sanki-dengeli sınır işidir. 3-18 numaralı denklem, sabit sıcaklıkta bir hal değişimi için basitleştirilirse,

$$W = W_s = \int_1^2 P\,dV = P_1V_1 \ln\frac{V_2}{V_1} = (350\text{ kPa})(0.01\text{ m}^3)\ln\frac{0.02\text{ m}^3}{0.01\text{ m}^3}$$
$$= 2.43\text{ kPa}\cdot\text{m}^3 \cong 2.43\text{ kJ}$$

elde edilir. Bu değer argon gazı tarafından yapılan toplam sınır işini göstermetedir. Bu işin bir bölümü atmosfer basıncı P_0'a karşı yapılmış olup çevre işidir. Çevre işi, 7-1 numaralı denklemden hesaplanabilir ve bir amaca yönelik olarak kullanılamaz:

$$W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1) = (100\text{ kPa})[(0.02 - 0.01)\text{ m}^3]\left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = 1\text{ kJ}$$

Yararlı iş, toplam sınır işiyle çevre işi arasındaki farktır:

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = (2.43 - 1)\text{ kJ} = 1.43\text{ kJ}$$

Başka bir deyişle 1.43 kJ iş, bir mili döndürmek gibi, bir amaca yönelik olarak kullanılabilir.

(*b*) Bu hal değişiminde çevre dışındaki bir ısıl enerji deposuyla ısı alışverişi vardır, bu nedenle tersinir iş (hal değişimi sırasında elde edilebilecek en çok iş) 7-15 numaralı denklemden hesaplanır:

$$W_{\text{tr}} = (\Phi_1 - \Phi_2)_{\text{sistem}} - Q_R\left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right)$$
$$= (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) - Q_R\left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right)$$

Sağ taraftaki birinci terim iç enerjideki değişimdir, mükemmel bir gazın sabit sıcaklıktaki hal değişimi için sıfırdır. Sağ taraftaki üçüncü terim ise yukarıda hesaplanan çevre işidir. Yukarıdaki denklem sadeleştirilerek yeniden yazılırsa:

$$W_u = T_0(S_2 - S_1) - W_{\text{çevre}} - Q_R\left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right)$$

Sistemle kazan arasındaki ısı geçişi Q_R, kapalı sisteme birinci yasayı uygulayarak hesaplanabilir:

$$Q - W = \Delta U = 0 \longrightarrow Q = W = 2.43\text{ kJ} \longrightarrow Q_R = -Q = -2.43\text{ kJ}$$

Bu hal değişimi sırasında argonun entropi değişimi, mükemmel gazlar için entropi değişimi bağıntılarından yararlanarak bulunabilir. Özel bir durum olan tersinir sabit sıcaklıkta hal değişimi için entropi değişimi, 6-6 numaralı denklemden de hesaplanabilir:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \frac{Q}{T} = \frac{+2.43\text{ kJ}}{400\text{ K}} = 0.00608\text{ kJ/K}$$

Böylece tersinir iş aşağıdaki gibi olur:

$$W_u = (300\text{ K})(0.00608\text{ kJ/K}) - 1\text{ kJ} - (-2.43\text{ kJ})\left(1 - \frac{300\text{ K}}{1200\text{ K}}\right)$$
$$= 2.64\text{ kJ}$$

İkinci bir çözüm yolu Tersinir iş, temel kavramlardan yola çıkarak, karmaşık denklemleri kullanmadan da hesaplanabilir. Bu yolla çözümde, hal değişiminin tersinmez olan bölümleri, sistemde aynı etkiyi yaratacak tersinir olanlarla değiştirilir. Gerçek ilk ve son haller arasındaki bu tersinir (mükemmel) hal değişiminin yararlı işi tersinir iş olacaktır.

Gerçek hal değişiminde tersinmez olan tek işlem, sistemle kazan arasında sonlu sıcaklık farkında olan ısı geçişidir. Tersinmezlik, 1200 K sıcaklıktaki kazanla 300 K sıcaklıktaki çevre arasında çalışan bir tersinir ısı makinesiyle giderilebilir. Bu ısı makinesine 2.43 kJ ısı verildiği zaman, elde edilen iş,

$$W_{\text{tM}} = \eta_{\text{tM}} Q_H = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)Q_H = \left(1 - \frac{300\text{ K}}{1200\text{ K}}\right)(2.43\text{ kJ}) = 1.82\text{ kJ}$$

olmaktadır. Kaynaktan sisteme verilen 2.43 kJ ısı, 300 K sıcaklıktaki çevreyle sistem arasında çalışan bir ısı pompasıyla sağlanırsa, gerekli iş,

$$W_{\text{tP}} = \frac{Q_H}{\text{COP}_{\text{tP}}} = \left[\frac{Q_H}{T_H/(T_H - T_L)}\right]_{\text{tP}} = \frac{2.43\text{ kJ}}{(400\text{ K})/[(400 - 300)\text{ K}]} = 0.61\text{ kJ}$$

olmaktadır. Bu durumda, tersinir hal değişiminin net işi, başka bir deyişle tersinir iş,

$$W_u = W_y + W_{\text{tM}} - W_{\text{tP}} = (1.43 + 1.82 - 0.61)\text{ kJ} = 2.64\text{ kJ}$$

olarak bulunur. Bu değer beklendiği gibi daha önce bulunan değere eşittir.

(c) Tersinmezlik (yitirilen iş yapma olanağı) tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır:

$$I = W_{tr} - W_y = (2.65 - 1.43)\ \text{kJ} = 1.22\ \text{kJ}$$

Bu değer 7-14*a* numaralı denklemi kullanarak da bulunabilir:

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} = T_0\left[(S_2 - S_1) + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_0} + \frac{Q_R}{T_R}\right]$$

$$= (300\ \text{K})\left(0.00608\ \text{kJ/K} + 0 + \frac{-2.43\ \text{kJ}}{1200\ \text{K}}\right) = 1.22\ \text{kJ}$$

Beklendiği gibi, elde edilen sonuç aynıdır.

7-5 ■ SÜREKLİ AKIŞLI AÇIK SİSTEMLERİN İKİNCİ YASA ÇÖZÜMLEMESİ

Önceki bölümde, kapalı sistemlerin hal değişimlerinin ikinci yasayla ilgili yönleri incelendi. Bu bölümde ikinci yasa çözümlemesi, lüle, yayıcı, türbin, kompresör ve ısı değiştiricisi gibi içinde sürekli akışın gerçekleştiği açık sistemler üzerinde yapılacaktır.

Sürekli akışlı açık bir sistem ele alınsın. Sisteme birden çok giriş çıkışın olabileceği ve sistemin P_0 basıncında ve T_0 sıcaklığındaki çevre ortamla ısı alışverişinde bulunabileceği kabul edilsin (Şekil 7-33). Sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları aşağıdaki gibi yazılabilir:

Birinci yasa (Dnk. 4-19):
$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_ç\left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç\right) - \sum \dot{m}_g\left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g\right)$$

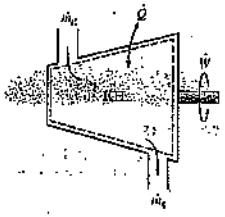
İkinci yasa (Dnk. 6-17):
$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_ç s_ç - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_0}$$

Burada $\dot{Q}_{\text{ç evre}} = -\dot{Q}$ ve $\dot{S}_{\text{üretim}}$, açık sistemin toplam entropi üretimidir. Bu iki denklemi kullanarak ısı geçişi terimi yokedilirse,

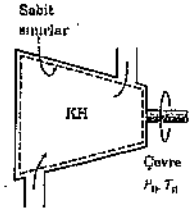
$$\dot{W} = \sum \dot{m}_g\left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g\right) - \sum \dot{m}_ç\left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç - T_0 s_ç\right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \qquad (7\text{-}17)$$

bulunur. Bu denklemle verilen $\dot{W}$, açık sistemde yapılan **gerçek iştir**, bu aynı zamanda yararlı işe eşittir, çünkü sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi sözkonusu değildir (Şekil 7-34).

Tersinir iş, yukarıdaki denklemde toplam entropi üretimi terimi $\dot{S}_{\text{üretim}}$ sıfırı eşitlenerek bulunur:



ŞEKİL 7-33
Sadece çevreyle ısı alışverişinde bulunan sürekli akışlı makine.



ŞEKİL 7-34
Sürekli akışlı mekineler için çevre işi olmadığından dolayı toplam iş ve yararlı iş eşittir.

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g\left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g\right) - \sum \dot{m}_ç\left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç - T_0 s_ç\right) \quad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}18)$$

Sürekli akışlı açık sistemin *bir giriş ve bir çıkışı* varsa, yukarıdaki denklem basitleştirilebilir:

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}\left[(h_g - h_ç) - T_0(s_g - s_ç) + \frac{V_g^2 - V_ç^2}{2} + g(z_g - z_ç)\right] \quad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}19a)$$

Veya sistemden geçen birim kütle için:

$$w_{tr} = (h_g - h_ç) - T_0(s_g - s_ç) + \frac{V_g^2 - V_ç^2}{2} + g(z_g - z_ç) \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (7\text{-}19b)$$

$$= T_0\Delta s - \Delta h - \Delta ke - \Delta pe \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (7\text{-}19c)$$

ŞEKİL 7-35
Bir akışın en büyük iş potansiyeli, akış kullanılabilirliği diye adlandırılır.

Bir akışın kullanılabilirliği, **akış kullanılabilirliği** diye adlandırılır ve ψ ile gösterilir (Şekil 7-35). 7-19 numaralı denklemde giriş hali indissiz olarak, çıkış hali de ölü hal olmak üzere 0 indisiyle gösterilirse, ($V_0 = 0$, $z_0 = 0$):

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (7\text{-}20)$$

elde edilir. Bu bağıntıdan yararlanarak, tersinir işi akış kullanılabilirliğiyle göstermek mümkündür:

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_ç \psi_ç \quad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}21)$$

Bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için,

$$w_{tr} = \psi_g - \psi_ç \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (7\text{-}22a)$$

veya
$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}(\psi_g - \psi_ç) \quad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}22b)$$

elde edilir. 7-4 numaralı bölümde, tersinir iş, kullanılabilirlik ve tersinmezlikle ilgili olarak kapalı sistemler üzerinde yapılan açıklamalar, açık sistemler için de geçerlidir.

Bir açık sistemde **birim zamanda tersinmezlik** $\dot{I}$ veya birim kütle için tersinmezlik i, tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır:

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}23)$$

Birim kütle için tersinmezlik ise, 7-14*b* numaralı denklemin aynıdır:

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 s_{\text{üretim}} \quad \text{(kJ/kg)}$$

Sürekli akışlı açık sistemle çevre ortam dışındaki cisimler arasındaki ısı geçişi, 7-4 numaralı bölümde kapalı sistemler için verilen yöntem uygulanarak gözönüne alınabilir. Örneğin, sürekli akışlı açık sis-

temle T_R sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposu arasında $\dot{Q}_R$ miktarında ısı geçişi oluyorsa, tersinir iş bağıntısı açık sistem için birinci ve ikinci yasa denklemlerini yazıp, çevreyle ısı geçişini gösteren terimi yokederek bulunur:

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_ç \psi_ç - \dot{Q}_R\left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) \quad \text{(kW)} \qquad (7\text{-}24)$$

Burada $\dot{Q}_R$'nin işareti ısıl enerji deposuna göre belirlenmektedir.

Sürekli akışlı açık sistemlerin *ikinci yasa verimleri*, genel tanım olan η_{II} = *(elde edilen kullanılabilirlik)/(sağlanan kullanılabilirlik)* bağıntısından belirlenebilir. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri gözardı edildiği zaman, adyabatik *türbinin* ikinci yasa verimi aşağıdaki gibidir:

$$\eta_{II,türbin} = \frac{w}{w_{tr}} = \frac{h_1 - h_2}{\psi_1 - \psi_2} \quad \text{veya} \quad \eta_{II,türbin} = 1 - \frac{T_0 s_{üretim}}{\psi_1 - \psi_2} \qquad (7\text{-}25)$$

Burada $s_{üretim} = s_2 - s_1$ olmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri gözardı edilirse, adyabatik *kompresör* için ikinci yasa verimi aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

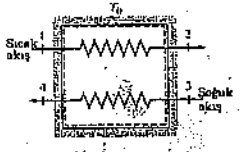
$$\eta_{II,komp} = \frac{w_{tr}}{w} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1} \quad \text{veya} \quad \eta_{II,komp} = 1 - \frac{T_0 s_{üretim}}{h_2 - h_1} \qquad (7\text{-}26)$$

Burada gene $s_{üretim} = s_2 - s_1$ olmaktadır.

Şekil 7-36'da gösterilen, akışların karışmadığı, adyabatik *ısı değiştiricisi* için, sağlanan kullanılabilirlik, sıcak akışın kullanılabilirliğindeki azalmadır, elde edilen kullanılabilirlik ise soğuk akış çevre sıcaklığının altında olmamak koşuluyla soğuk akışın kullanılabilirliğindeki artıştır. Bu durumda ısı değiştirici için ikinci yasa verimi şöyle yazılabilir:

$$\eta_{II,ID} = \frac{\dot{m}_{soğuk}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{sıcak}(\psi_1 - \psi_2)} \quad \text{veya} \quad \eta_{II,ID} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{üretim}}{\dot{m}_{sıcak}(\psi_1 - \psi_2)} \qquad (7\text{-}27)$$

Burada $\dot{S}_{üretim} = \dot{m}_{sıcak}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{soğuk}(s_4 - s_3)$ olmaktadır. Isı değiştiricisi adyabatik değilse çözümlemenin nasıl yapılacağı sorusu akla gelmiş olabilir. Bu durumda ısı değiştiricisinden T_0 sıcaklığındaki çevreye ısı geçişi olacaktır. Eğer sistem sınırının (ısı değiştiricisinin dış yüzeyinin) sıcaklığı $T_s = T_0$ ise yukarıdaki tanımlar geçerliliğini korur. Fakat ikinci tanımda entropi üretimi teriminde bir düzeltme yapmak gerekir. $T_s > T_0$ ise, çevreye geçen ısının kullanılabilirliği, elde edilen (veya geri kazanılan) kullanılabilirliğe eklenmelidir. Uygulamada bu kullanılabilirlikten yararlanılması düşünülmez ve yokolmasına göz yumulur. Fakat bu tersinmezliğin ısı değiştiricisinin sınırları dışında olduğu not edilmelidir. Eğer sadece sistem sınırları içindeki tersinmezlik değil de yapılan işlem sırasında oluşan toplam tersinmezlik hesaplanmak istenirse o zaman *genişletilmiş bir sistemi* gözönüne almak gerekir. Bu sistem, sınırları T_0 sıcaklığında olacak şekilde seçilmelidir. Genişletilmiş sistemin ikinci yasa verimi, sistem sınırları içinde ve dışında oluşan tersinmezlikleri gözönüne alacaktır.



ŞEKİL 7-36
Akışların karışmadığı iki akışlı adyabatik ısı değiştiricisi.

Soğuk akışın sıcaklığı, değiştirici boyunca çevre sıcaklığının altındaysa ilginç bir durum ortaya çıkar: Soğuk akışın kullanılabilirliği artmaz, azalır. Bu durumda ikinci yasa verimi sıfırdır, çünkü sağlanan kullanılabilirliğin hiçbir bölümü geri kazanılamamaktadır.

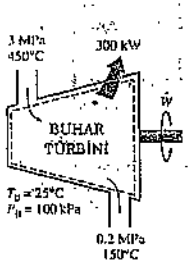
Sıcak bir 1 akışıyla, soğuk bir 2 akışının ($T_2 > T_0$) karışarak 3 akışını oluşturduğu adyabatik *karışma odası* gözönüne alınırsa, sağlanan kullanılabilirlik sıcak akışın kullanılabilirliğindeki azalmadır, geri kazanılan kullanılabilirlik ise soğuk akışın kullanılabilirliğindeki artıştır. Bu durumda karışma odası için ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\eta_{II,ko} = \frac{\dot{m}_2(\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_1(\psi_1 - \psi_3)} \quad \text{veya} \quad \eta_{II,ko} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{üretim}}{\dot{m}_1(\psi_1 - \psi_3)} \qquad (7\text{-}28)$$

Burada, $\dot{S}_{üretim} = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1$ olmaktadır.

ÖRNEK 7-11

Su buharı, sürekli akışlı bir türbine 3 MPa basınç ve 450 °C sıcaklıkta girmekte, 200 kPa basınç ve 150 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Türbinde akan buharın kütle debisi 8 kg/s'dir. Türbindeki akış sırasında, buhardan 25 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçtaki çevreye 300 kW ısı geçişi olmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri gözardı edilebilir. (*a*) Türbinin ürettiği gücü, (*b*) türbinden elde edilebilecek en büyük gücü (birim zamanda tersinir iş), (*c*) ikinci yasa verimini, (*d*) tersinmezliği ve (*e*) su buharının giriş koşullarındaki kullanılabilirliğini hesaplayın.



ŞEKİL 7-37
Örnek 7-11'in genel çizimi.

Çözüm Bir giriş ve bir çıkışı olan, sürekli akışlı bu açık sistemin genel çizimi Şekil 7-37'de verilmiştir. Problemin çözümüne geçmeden önce su buharının giriş ve çıkış hallerindeki özelikleriyle, çevre halindeki özelikleri belirlenecektir:

1 hali (giriş hali): $P_1 = 3$ MPa, $T_1 = 450$ °C → $h_1 = 3344.0$ kJ/kg, $s_1 = 7.0834$ kJ/(kg·K) (Tablo A-6)

2 Hali (çıkış hali): $P_2 = 200$ kPa, $T_2 = 150$ °C → $h_2 = 2768.8$ kJ/kg, $s_2 = 7.2795$ kJ/(kg·K) (Tablo A-6)

Ölü hal: $P_0 = 100$ kPa, $T_0 = 25$ °C → $h_0 \cong h_{f@25°C} = 104.89$ kJ/kg, $s_0 \cong s_{f@25°C} = 0.3674$ kJ/(kg·K) (Tablo A-4)

(*a*) Türbinin gerçek güç üretimi sürekli akışlı sistemler için birim zamanda yapılan yararlı işe eşittir ve 4-21 numaralı enerji korunum denklemiyle hesaplanır:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \cancel{\Delta ke}^{\,0} + \cancel{\Delta pe}^{\,0})$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

$$-300 \text{ kW} - \dot{W} = (8 \text{ kg/s})[(2768.8 - 3344.0) \text{ kJ/kg}]$$

$$\dot{W} = 4302 \text{ kW}$$

(*b*) Türbinden elde edilebilecek en büyük güç, giriş ve çıkış halleri arasında tersinir bir akış olması durumunda sağlanacaktır. Başka bir deyişle, 7-19*a* nu-

maralı denklemden hesaplanabilecek olan $\dot{W}_{tr}$ veya birim zamanda yapılan tersinir işitir:

$$\dot{W}_u = \dot{m}\left[(h_g - h_ç) - T_0(s_g - s_ç) + \frac{V_g^2 - V_ç^2}{2} + g(z_g - z_ç)\right]$$
$$= \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)]$$
$$= (8\ \text{kg/s})[(3344.0 - 2768.8)\ \text{kJ/kg} - (298\ \text{K})(7.0834 - 7.2795)\ \text{kJ/(kg·K)}]$$
$$= 5069\ \text{kW}$$

(c) İkinci yasa verimi yararlı işin tersinir işe oranıdır (7-7*b* numaralı denklem):

$$\eta_u = \frac{\dot{W}_y}{\dot{W}_u} = \frac{4302\ \text{kW}}{5069\ \text{kW}} = 0.849 \text{ veya yüzde } 84.9$$

Türbindeki akış sırasında, iş potansiyelinin yüzde 15.1'i yitirilmektedir.

(*d*) Birim zamanda oluşan tersinmezlik, birim zamanda elde edilebilecek tersinir işle, türbinde birim zamanda yapılan yararlı iş arasındaki farktır ve 7-23 numaralı denklemden bulunur:

$$\dot{I} = \dot{W}_u - \dot{W}_y = (5069 - 4302)\ \text{kW} = 767\ \text{kW}$$

Başka bir deyişle, türbinden elde edilebilecek gücün bir bölümü tersinmezlikler nedeniyle yitirilmektedir. Tersinmezlik net entropi üretimi hesaplanarak da bulunabilirdi.

(*e*) Su buharının giriş koşullarındaki kullanılabilirliği veya en çok iş yapabilme olanağı 7-20 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\psi_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) + \frac{V_1^2}{2} + gz_1$$

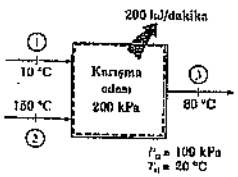
Kinetik ve potansiyel enerji terimlerinin diğerlerine oranla küçük olduğu kabul edilirse,

$$\psi_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)$$
$$= (3344.0 - 104.89)\ \text{kJ/kg} - (298\ \text{K})(7.0834 - 0.3674)\ \text{kJ/(kg·K)}$$
$$= 1238\ \text{kJ/kg}$$

elde edilir. Kinetik ve potansiyel enerjiler gözönüne alınmazsa, türbine giren her kg su buharının 1238 kJ iş yapma potansiyeli vardır. Bu değeri debiyle çarparsak, (8 kg/s) (1238 kJ/kg) = 9904 kW bulunur. Görüldüğü gibi türbinde buharın güç üretme potansiyelinin ancak 4302/9904 = 0.434 veya yüzde 43.4'ü yararlı güce dönüşmektedir.

ÖRNEK 7-12

10 °C sıcaklık ve 200 kPa basınçta, 120 kg/dakika debiyle bir karışma odasına giren su, burada 150 °C sıcaklık ve 200 kPa basınçta su buharıyla karışmaktadır. Karışım, karışma odasından 80 °C sıcaklık ve 200 kPa basınçta çıkmaktadır. Akış süreklidir. Karışma odasından 20 °C sıcaklıktaki çevre havaya 200 kJ/dakika ısı geçişi olmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini gözardı



ŞEKİL 7-38
Örnek 7-12'nin genel çizimi.

ŞEKİL 7-39
Gerçek işin olmadığı sistemlerde tersinmezlik tersinir işe eşittir.

ederek, verilen açık sistem için tersinir işi ve karışma işlemi sırasındaki tersinmezliği hesaplayın.

Çözüm Bu problem entropi üretimiyle ilgili olarak ele alınan 6-12 numaralı örnektir. Kontrol hacmi olarak karışma odası alınırsa, sürekli akışlı açık sistemin sınırları Şekil 7-38'de gösterildiği gibi olmaktadır. Su buharının debisi, kütlenin ve enerjinin korunumuna ilişkin denklemler uygulanarak 6-12 numaralı örnekte hesaplanmış ve $\dot{m}_2 = 14.52$ kg/dakika olarak bulunmuştu. Verilen açık sistem için tersinir iş, 7-18 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g\left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g\right) - \sum \dot{m}_ç\left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç - T_0 s_ç\right)$$

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri gözardı edilirse denklem basitleşir:

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g(h_g - T_0 s_g) - \sum \dot{m}_ç(h_ç - T_0 s_ç)$$
$$= \dot{m}_1(h_1 - T_0 s_1) + \dot{m}_2(h_2 - T_0 s_2) - \dot{m}_3(h_3 - T_0 s_3)$$

Örnek 6-12'de bulunan sayısal değerler yerine konursa:

$$\dot{W}_{tr} = (120\ \text{kg/dakika})\{42.0\ \text{kJ/kg} - (293\ \text{K})[0.1510\ \text{kJ/(kg·K)}]\}$$
$$+ (14.52\ \text{kg/dakika})\{2768.8\ \text{kJ/kg} - (293\ \text{K})[7.2795\ \text{kJ/(kg·K)}]\}$$
$$- (134.52\ \text{kg/dakika})\{334.91\ \text{kJ/kg} - (293\ \text{K})[1.0753\ \text{kJ/(kg·K)}]\}$$
$$= 6295.6\ \text{kJ/dakika}$$

Başka bir deyişle, iki akışı karıştırmak yerine aralarında bir ısı makinesi çalıştırmış olsaydık, dakikada 6295.6 kJ iş elde etme olanağı bulabilecektik.

Tersinmezlik 7-23 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}$$

Fakat $\dot{W}_y = 0$ olduğundan dolayı (Şekil 7-39), aşağıdaki sonuç bulunur:

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} = 62.95\ \text{kJ/dakika}$$

Bu problem için entropi üretimi 6-12 numaralı örnekte $\dot{S}_{\text{üretim}} = 21.51$ kJ/(dakika·K) olarak belirlenmişti. Böylece tersinmezlik yukarıdaki denklemin sağ tarafıyla da hesaplanabilir:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = (293\ \text{K})[21.51\ \text{kJ/(dakika·K)}] = 6302.4\ \text{kJ/dakika}$$

İki sonuç arasındaki küçük fark yuvarlatma hatalarından kaynaklanmaktadır.

7-6 ■ ZAMANLA DEĞİŞEN AÇIK SİSTEMLERİN İKİNCİ YASA ÇÖZÜMLEMESİ

Bir önceki kısımda, sürekli akışlı açık sistem olarak modellenen (zamanla değişmeyen) kontrol hacimlerinin ikinci yasa çözümlemesi üzerinde duruldu. Bu kısımda, ikinci yasa çözümlemesi zamanla değişen açık sistemlere uygulanacaktır. Basınçlı kapların doldurulması, boşaltılması, sistemlerin devreye girme veya devreden çıkma süreçleri zamanla değişen açık sistemlere örnek verilebilir ve bu kapsamda ele alınmalıdır.

Aşağıdaki incelemede, zamanla değişen açık sistemler önce giren ve çıkan akışların özeliklerinin sabit kaldığı kabul edilerek (*düzgün akışlı dengeli açık sistem*), daha sonra giriş ve çıkışlarda akış özeliklerinin zaman ve konuma bağlı olarak değişebileceği varsayılarak (*zamanla değişen genel açık sistem*) çözümlenmiştir.

Düzgün Akışlı Dengeli Açık Sistem

Şekil 7-40'da gösterilen hareketsiz kontrol hacmi incelensin. Kontrol hacmi 1 halinden 2 haline geçen düzgün akışlı dengeli bir açık sistem oluşturmaktadır. Kontrol hacmine, özelikleri zamanla ve giriş kesiti üzerinde değişmeyen kütle girişi (g) ve kütle çıkışı ($ç$) olabilmektedir. Kontrol hacmine kütle birden çok noktadan girip çıkabilmekte ve kontrol hacmi P_0 basıncında, T_0 sıcaklığındaki çevreyle ısı alışverişinde bulunabilmektedir. Düzgün akışlı dengeli açık sistem için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları (4-38 ve 6-19 numaralı denklemler) aşağıda gösterildiği gibidir:

$$Q - W = \sum m_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç \right) - \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) + (U_2 - U_1)_{KH}$$

ve

$$S_{üretim} = (S_2 - S_1)_{KH} + \sum m_ç s_ç - \sum m_g s_g + \frac{Q_{çevre}}{T_0}$$

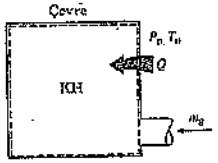
Burada $Q_{çevre} = -Q$ ve $S_{üretim}$, süreç içinde açık sistemin toplam entropi üretimi olmaktadır. Daha önce yapıldığı gibi bu denklemleri kullanarak ısı geçişi terimleri yokedilir ve W çözülürse,

$$W = \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum m_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç - T_0 s_ç \right) + [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2)]_{KH} - T_0 S_{üretim} \qquad (7\text{-}29)$$

elde edilir. Bu denklem açık sistemin **gerçek işini** vermektedir. Düzgün akışlı dengeli açık sistemde Şekil 7-41'de gösterildiği gibi hareketli sınırlar ve buna bağlı olarak çevre işi, $W_{çevre} = P_0(V_2 - V_1)$ olabilir. Elde edilebilecek en çok yararlı iş olan **tersinir iş**, çevre işini yukarıdaki denklemden çıkarıp entropi üretimi terimi $S_{üretim}$'i sıfıra eşitleyerek bulunur:

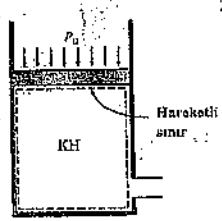
$$W_{tr} = \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum m_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç - T_0 s_ç \right) + [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{KH} \quad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}30)$$

Kapalı sistem kullanılabilirliği ve akış kullanılabilirliği tanımlarından yararlanarak, tersinir işi veren 7-30 numaralı denklem şöyle yazılabilir:



ŞEKİL 7-40

Sadece çevreyle ısı etkileşimi olan düzgün akışlı dengeli bir açık sistem.



ŞEKİL 7-41

Düzgün akışlı dengeli açık sistemde hareketli sınırlar ve buna bağlı olarak çevre işi olabilir.

$$W_{tr} = \sum m_g \psi_g - \sum m_ç \psi_ç + (\Phi_1 - \Phi_2)_{KH} \quad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}31)$$

Yukarıdaki bağıntılarda 1 ve 2 indisleri sırasıyla kontrol hacminin ilk ve son hallerini, g ve $ç$ indisleri de sırasıyla kontrol hacmine giriş ve çıkış hallerini göstermektedir.

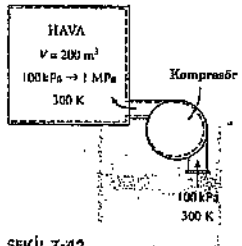
Düzgün akışlı dengeli bir açık sistemin verilen koşullarda kullanılabilirliği, açık sistemin gerçekleştirebileceği en büyük iş potansiyelidir. Bu da tersinir iş W_{tr}'nin alabileceği en büyük (maksimum) değerdir. Bu değer 7-31 numaralı denklemde, kontrol hacminin son halini ve çıkış halini ölü hal (kullanılabilirliğin 0 olduğu hal, $\psi_ç = 0$ ve $\Phi_2 = 0$) alarak belirlenir:

$$\text{Kullanılabilirlik} = W_{tr,maks} = \sum m_g \psi_g + \Phi_{1,KH} \quad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}32)$$

Düzgün akışlı dengeli bir açık sistemle ilgili **tersinmezlik** I, tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır (7-14a numaralı denklem):

$$I = W_{tr} - W_y = T_0 S_{üretim} \quad \text{(kJ)}$$

Düzgün akışlı bir açık sistemle çevre ortam dışındaki cisimler arasındaki ısı geçişi, kapalı sistemler ve sürekli akışlı açık sistemler için verilen yöntemle gözönüne alınabilir.



ŞEKİL 7-42

Örnek 7-13'ün genel çizimi.

ÖRNEK 7-13

200 m^3 hacmi olan bir basınçlı hava deposunda başlangıçta 100 kPa basınç ve 300 K sıcaklıkta hava bulunmaktadır. Daha sonra depoya bir kompresör aracılığıyla hava basılmaktadır. Kompresör çevreden aldığı $P_0 = 100$ kPa, $T_0 = 300$ K halindeki çevre havayı depoya basmakta ve son halde depo içindeki basınç 1 MPa, sıcaklık 300 K olmaktadır. Bu işlemi gerçekleştirmek için gerekli en az işi hesaplayın.

Çözüm Depo, Şekil 7-42'de gösterildiği gibi kompresörle birlikte kontrol hacmi olarak ele alınabilir. Bu bir doldurma işlemidir ve düzgün akışlı dengeli açık sistem modeliyle çözümlenebilir. Hava, verilen koşullarda mükemmel gaz kabul edilebilir. Hava kontrol hacmine sürekli aynı halde ($P_g = 100$ kPa, $T_g = 300$ K) girmektedir. Doldurma işlemi için gerekli en az iş, açık sistem için tersinir iştir ve 7-30 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$W_{tr} = \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum m_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç - T_0 s_ç \right) + [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{KH}$$

Kontrol hacminden çıkan kütle yoktur ($m_ç = 0$), bu nedenle sağ taraftaki ikinci terim sıfırdır. Sağ taraftaki son terim de sıfırdır, çünkü sistem sınırları sabit olup $V_1 = V_2$'dir. Ayrıca kinetik ve potansiyel enerji değişimleri gözardı edilirse, denklem aşağıdaki şekli alır:

$$W_{tr} = m_g(h_g - T_0 s_g) + [(m_1 u_1 - m_2 u_2) - T_0(m_1 s_1 - m_2 s_2)]_{KH}$$

Düzgün akışlı dengeli açık sistem için kütlenin korunumu denklemi (4-28 numaralı denklem) çıkan kütle olmadığı gözönüne alınırsa, sadeleştirilerek yazılabilir:

$$\sum m_g - \sum \overbrace{m_e}^{0} = (m_2 - m_1)_{KH} \longrightarrow m_g = m_2 - m_1$$

Bu denklem tersinir iş denkleminde yerine konur ve entropi değişimi hesapları açısından yararlı düzenlemeler yapılırsa, aşağıda verilen denklem elde edilir:

$$W_u = [m_2(h_g - u_2) - m_1(h_g - u_1)] - T_0[m_2(s_g - s_2) - m_1(s_g - s_1)]$$

İlk ve son hallerle giriş halinde havanın sıcaklığı aynıdır ($T_g = T_1 = T_2$). Hava, mükemmel gaz kabul edildiği için entalpi ve iç enerjisi sadece sıcaklığa bağlıdır:

$$h_g = 300.19 \text{ kJ/kg}$$

ve

$$u_1 = u_2 = 214.07 \text{ kJ/kg}$$

Depodaki havanın ilk ve son hallerdeki kütleleri mükemmel gaz hal denkleminden hesaplanabilir:

$$m_1 = \frac{P_1V_1}{RT_1} = \frac{(100 \text{ kPa})(200 \text{ m}^3)}{[0.287 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](300 \text{ K})} = 232.29 \text{ kg}$$

$$m_2 = \frac{P_2V_2}{RT_2} = \frac{(1000 \text{ kPa})(200 \text{ m}^3)}{[0.287 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](300 \text{ K})} = 2322.9 \text{ kg}$$

Havanın entropi değişimi 6-38 numaralı denklemle verilmektedir. $T_g = T_1 = T_2$ ve $P_g = P_1$ olduğu hatırlanırsa,

$$s_g - s_1 = C_{p,ort}\ln\overbrace{\frac{T_g}{T_1}}^{0} - R\ln\overbrace{\frac{P_g}{P_1}}^{0} = 0$$

$$s_g - s_2 = C_{p,ort}\ln\overbrace{\frac{T_g}{T_2}}^{0} - R\ln\frac{P_g}{P_2} = -R\ln\frac{P_g}{P_2}$$

$$= -[0.287 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}]\ln\frac{100 \text{ kPa}}{1000 \text{ kPa}} = 0.661 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

elde edilir. Bu değerler sadeleştirilmiş tersinir iş denkleminde yerine konursa,

$$\begin{aligned} W_u &= \{(2322.9 \text{ kg})[(300.19 - 214.07) \text{ kJ/kg}] \\ &\quad - (232.29 \text{ kg})[(300.19 - 214.07) \text{ kJ/kg}]\} \\ &\quad - (300 \text{ K})\{(2322.9 \text{ kg})[0.661 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}] - 0\} \\ &= -280588 \text{ kJ} \end{aligned}$$

bulunur. Böylece, depoyu 1 MPa basınç ve 300 K sıcaklıkta sıkıştırılmış havayla doldurmak için en az 280559 kJ işe gerek duyulmaktadır. Gerçek uygulamada, gerekli iş tersinmezliklerden dolayı daha büyük olacaktır.

ÖRNEK 7-14

Yukarıda incelenen problemde, 200 m³ hacmindeki depoda bulunan 1 MPa basınç ve 300 K sıcaklıktaki 2322.9 kg havanın kullanılabilirliğini hesaplayın.

Çözüm Bu kez depo Şekil 7-43'te gösterildiği gibi kapalı bir sistem olarak alınabilir. Sistemin hali bir önceki örnekteki 2 halidir. Sistemin kullanılabilirliği 7-12*a* numaralı denklemden hesaplanabilir:

ŞEKİL 7-43
Örnek 7-14'ün genel çizimi.

$$\Phi_2 = (U_2 - U_0) - T_0(S_2 - S_0) + P_0(V_2 - V_0)$$

Dikkat edilirse ölü hal, bir önceki örnekteki giriş haliyle aynıdır (P_0 = 100 kPa, T_0 = 300 K). Böylece,

$$U_2 - U_0 = m(u_2 - u_1) = mC_v(T_2 - T_0) = 0$$

$$S_2 - S_0 = S_2 - S_g = -0.661 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

ve

$$\frac{P_0V_0}{T_0} = \frac{P_2V_2}{T_2} \longrightarrow V_0 = \frac{P_2}{P_0}V_2 = \frac{1000 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}}(200 \text{ m}^3) = 2000 \text{ m}^3$$

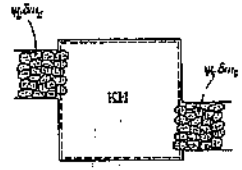
olur. Bu değerler yukarıdaki denklemde yerine konursa, kullanılabilirlik bulunur:

$$\begin{aligned} \Phi_2 &= \overbrace{m(u_2 - u_0)}^{0} - T_0m(s_2 - s_1) + P_0(V_2 - V_0) \\ &= 0 - (300 \text{ K})(2322.9 \text{ kg})[-0.661 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}] \\ &\quad + (100 \text{ kPa})[(200 - 2000) \text{ m}^3]][\text{kJ/(kPa}\cdot\text{m}^3)] \\ &= 280631 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Başka bir deyişle, depoda bulunan sıkıştırılmış havadan 280631 kJ iş elde etme olanağı vardır. Sonucun örnek 7-13'te elde edilen değerle aynı olması gerekirdi. Aradaki küçük fark yuvarlatma hatalarına bağlıdır.

Zamanla Değişen Genel Açık Sistemler

Kontrol hacmine giren veya çıkan akışların özellikleri zamanla veya giriş/çıkış kesitleri üzerinde değişiyorsa, düzgün akışlı dengeli açık sistem modelinin dışına çıkılmış olur, bu da istenmeyen ölçüde büyük hatalara yol açabilir. Bu durumda akışkan özeliklerinin, akış süresince değişimi hesaba katılmak zorundadır (Şekil 7-44). Bu işlem, sonlu bir büyüklük olan



ŞEKİL 7-44
Giriş veya çıkış kesitinde akışkan özellikleri düzgün dağılı olmadıkları zaman, akış kullanılabilirliği integrasyonla belirlenir.

$$\left(h + \frac{V^2}{2} + gz - T_0s\right)m \tag{7-33}$$

değerini, diferansiyel büyüklüklerin toplamı (integrali) ile değiştirerek yapılır:

$$\int_1^2 \left(h + \frac{V^2}{2} + gz - T_0s\right)\delta m \tag{7-34}$$

Burada, $\delta m = \rho V\,dA\,dt$, kontrol hacmine giren veya çıkan diferansiyel kütleyi belirtmektedir. İntegral, kontrol hacminin 1 (ilk) ve 2 (son) halleri arasında yapılmaktadır. Diferansiyel kütleyi veren bağıntıda, ρ yoğunluğu, V kesite dik hızı, dA giriş veya çıkışta diferansiyel kesit alanını, dt diferansiyel zaman aralığını göstermektedir. Akışkan özelikleri akış süresince sabit kalıyorsa, parantez içindeki büyüklüğün integral dışına alınabileceği ve 7-34 numaralı denklemin 7-33'e dönüşeceği açıktır.

Bu işlemi tüm terimlere uygulayarak, sadece çevre ortamla ısı alışverişinde bulunan genel açık sistem için tersinir iş bağıntıları, 7-30 ve 7-31 numaralı denklemlere benzer olarak,

$$W_{tr} = \sum \int_1^2 \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) \delta m_g - \sum \int_1^2 \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç - T_0 s_ç \right) \delta m_ç + [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{KH} \quad \text{(kJ)} \quad (7\text{-}35)$$

veya

$$W_{tr} = \sum \int_1^2 \psi_g \, \delta m_g - \sum \int_1^2 \psi_ç \, \delta m_ç + (\Phi_1 - \Phi_2)_{KH} \quad \text{(kJ)} \quad (7\text{-}36)$$

şeklinde yazılır. Bu integrasyonları yapabilmek için, özeliklerin zaman ve konumla değişimini bilmek gerekecektir. Eğer bu bilgiler fonksiyon olarak verilmemişse, integrasyonlar sayısal olarak yapılabilir.

Birim zamanda gerçekleşen tersinir iş, 7-35 numaralı denklemi Δt ile bölüp $\Delta t \to 0$ limitini alarak bulunabilir:

$$\dot{W}_{tr} = \sum \int_{A_g} \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) \delta \dot{m}_g - \sum \int_{A_ç} \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç - T_0 s_ç \right) \delta \dot{m}_ç - \frac{d(E + P_0 V - T_0 S)_{KH}}{dt} \quad \text{(kJ)} \quad (7\text{-}37)$$

7-35 ve 7-37 numaralı denklemler, çevre dışındaki cisimlerle ısı alışverişini gözönüne alacak şekilde düzenlenebilir. Isı alışverişinin olduğu cisim (ortam) k ile gösterilirse, cismin sıcaklığı T_k, ısı alışverişi Q_k veya $\dot{Q}_k$ ile ifade edilebilir. Bu durumda,

7-35 numaralı denklemden, $\sum_{k=1}^{K} Q_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)$

7-37 numaralı denklemden, $\sum_{k=1}^{K} \dot{Q}_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)$

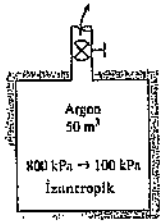
çıkarılmalıdır. Burada Q_k veya $\dot{Q}_k$'nın işareti *sisteme değil*, ısı alışverişinde bulunulan cisme göre belirlenmelidir.

Sistemle ilgili tersinmezlik 7-14*a* numaralı denklemden veya birim zamana göre istenirse, 7-23 numaralı denklemden hesaplanabilir.

Yukarıda tersinir iş için geliştirilen bağıntılar yeterince genel olup, herhangi bir termodinamik sisteme uygulanabilir. Kapalı sistem, sürekli akışlı açık sistem ve düzgün akışlı dengeli açık sistemler için verilmiş olan bağıntıların herbiri, yukarıdaki denklemlerin özel birer durumudur.

ÖRNEK 7-15

Hacmi $V = 50\ m^3$ olan yalıtılmış bir basınçlı kapta başlangıçta $T_1 = 500$ K sıcaklıkta ve $P_1 = 800$ kPa basınçta argon gazı bulunmaktadır. Daha sonra bir vana açılarak, kap içindeki basınç 100 kPa oluncaya kadar argonun dışarı akması sağlanmaktadır. Kap içindeki hal değişimi yeterince yavaş ve adyabatiktir, bu nedenle izantropik kabul edilebilir. Çevre ortamın sıcaklığı $T_0 = 25$ °C ve basıncı $P_0 = 100$ kPa'dır. Kaptan çıkan argonun özeliklerinin zamanla değiştiğini gözönüne alarak, bu açık sistem için tersinir iş ve tersinmezliği hesaplayın. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini gözardı edin.



ŞEKİL 7-45
Örnek 7-15'in genel çizimi.

Çözüm Basınçlı kap, Şekil 7-45'te gösterildiği gibi kontrol hacmi olarak alınsın. Kontrol hacmi içindeki özelikler zamanla değişmekte, fakat değişim yavaş olduğu için herhangi bir anda özelikler kabın her noktasında aynı değerde olmaktadır. Argon, kritik sıcaklığının (151 K) çok üzerinde olduğundan mükemmel gaz kabul edilebilir. Kap içindeki hal değişimi izantropiktir, bu nedenle kap içinde sıcaklık ve basıncın değişimi mükemmel gaz için izantropik hal değişimi bağıntısıyla (6-47*b* numaralı denklem) hesaplanabilir:

$$TP^{(1-k)/k} = \text{sabit}$$

Burada k, özgül ısıların oranı C_p/C_v'dir. 0 K sıcaklığı referans sıcaklığı olarak alınırsa, argonun entalpisi ve iç enerjisi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$u = C_v T \quad \text{ve} \quad h = C_p T$$

Burada T mutlak sıcaklıktır. Kontrol hacminin çevreyle iş etkileşimi yoktur, bu nedenle tersinir iş ve tersinmezlik birbirine eşittir. Kap çıkışında zamanla değişen özelikleri gözönüne alabilmek için, tersinir iş 7-35 numaralı denklemden hesaplanacaktır.

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri gözardı edilirse, bu denklem aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$W_{tr} = \int_1^2 (h_ç - T_0 s_ç)\, \delta m_ç + [(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2)]_{KH}$$
$$= -\int_1^2 h_ç \, \delta m_ç + \int_1^2 T_0 s_ç \, \delta m_ç + [(m_1 u_1 - m_2 u_2) - T_0(m_1 s_1 - m_2 s_2)]_{KH}$$

İzantropik bir hal değişimi sırasında entropi sabit kalır, bu nedenle $s_1 = s_2 = s_ç$ olur. Böylece yukarıdaki denklemde ikinci integral $T_0 s_ç (m_1 - m_2)$'dir. Bu sonuç yerine konup denklem sadeleştirilirse,

$$W_{tr} = -\int_1^2 h_ç \, \delta m_ç + (m_1 u_1 - m_2 u_2)_{KH} + T_0 [m_1 (\overbrace{s_ç - s_1}^{0}) - m_2 (\overbrace{s_ç - s_2}^{0})]_{KH}$$
$$= -\int_1^2 h_ç \, \delta m_ç + (m_1 u_1 - m_2 u_2)_{KH}$$

elde edilir. Son bağıntıda yer alan integral 4. Bölümde, mükemmel gazların politropik hal değişimleri (Pv^n = sabit) ile ilgili olarak ele alınmış ve hesaplanmıştı. Politropik üs n, k ile yer değiştirilir ve $k = C_p/C_v$ olduğu gözönüne alınarak integral sadeleştirilirse,

$$-\int_1^2 h_ç \, \delta m_ç = \frac{C_p V}{k R}(P_2 - P_1) = C_v \frac{V}{R}(P_2 - P_1)$$

elde edilir. Yukarıdaki denklemdeki iç enerjiyle ilgili terimler şöyle yazılabilir:

$$m_1 u_1 - m_2 u_2 = \left(\frac{P_1 V}{RT_1}\right) C_v T_1 - \left(\frac{P_2 V}{RT_2}\right) C_v T_2 = C_v \frac{V}{R}(P_1 - P_2)$$

Bu sonuç denklemde yerine konursa tersinir iş için aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$W_u = C_v \frac{V}{R}(P_2 - P_1) + C_p \frac{V}{R}(P_1 - P_2) = 0$$

Bu sonuç, izantropik boşaltma işlemi sırasında tersinir iş ve tersinmezliğin sıfır olduğunu göstermektedir. Başka bir deyişle, bu işlem sırasında yitirilen bir iş potansiyeli yoktur. Bunun böyle olması için kaptan çıkan akışkanın bir türbinden geçirilmesi gerekir. Eğer akışkan bir vanadan geçirilirse veya doğrudan atmosfere akıtılırsa, tüm iş potansiyeli yitirilir. Akışkan bir vanadan geçse bile kap içindeki hal değişimi tersinirdir fakat açık sistem yanayı da içine alacak biçimde düşünülürse işlem tersinmez olur.

7-7 ■ GÜNLÜK YAŞANTININ İKİNCİ YASAYLA İLGİLİ YÖNLERİ

Termodinamik enerjinin değişik yönlerini inceleyen, en önde gelen doğa bilimidir. Teknik alanlarda uğraşmayan insanlar bile enerji ve termodinamiğin birinci yasası (enerjinin korunumu ilkesi) üzerinde temel bir anlayışa sahiptirler, çünkü yaşantımızın enerji geçişi ve dönüşümleriyle ilgili olmayan pek az olgusu vardır. *Rejim yapanlar* örneğin, yaşam biçimlerini enerjinin korunumu ilkesine göre düzenlerler. Termodinamiğin birinci yasası çoğunluk tarafından anlaşılsa ve kabul edilse bile, termodinamiğin ikinci yasası geniş halk kesimleri tarafından pek bilinmez. Hatta teknik eğitimden geçmiş insanların bile olayları ikinci yasa açısından yeterince değerlendirebildiklerini söylemek zordur. Bu nedenle bazı öğrenciler, termodinamiğin ikinci yasasını önemli ve uygulamaya dönük bir mühendislik aracı olarak görmek yerine kuramsal bir konu gibi algılarlar. Bunun bir sonucu olarak da termodinamiğin ikinci yasasının ayrıntılı bir incelemesine girmek istemezler. Üzülerek belirtmek gerekir ki, bu yaklaşım termodinamiğe tek taraflı bir bakışa yol açar, dengeli ve tam bir anlayışa erişilmesini engeller.

Günlük yaşantıda *görmeden geçtiğimiz birçok olay*, termodinamiğin önemli konularını açıklamak için çok güzel örnekler oluşturur. Aşağıdaki paragraflarda kullanılabilirlik, tersinir iş, tersinmezlik, ikinci yasa verimi gibi ikinci yasayla ilgili kavramların günlük yaşantımızda karşılaşılan olaylarla ilgisi, teknik olmayan insanların bile anlayabileceği gündelik örneklerle açıklanmaya çalışılacaktır. Ümit edilir ki, bu açıklamalar, termodinamiğin ikinci yasasının daha iyi anlaşılmasına yol açacak, teknik hatta teknik olmayan alanlarda ikinci yasanın kullanımını özendirecektir. Eleştirel gözle bakan okuyucuya, aşağıdaki konuların termodinamiğin ikinci yasası üzerinde düşünülmesini özendirmek ve anlaşılmasını kolaylaştırmak amacıyla verildiğini, bu bakımdan, *sayısal olarak somutlaştırmanın zor* olduğunu belirtmek gerekir.

İkinci yasayla ilgili kavramlar günlük yaşantıda farkında olmadan kullanılmaktadır. Birçok başarılı insan, adını koymadan bu kavramlardan geniş bir biçimde yararlanmaktadır. Günlük etkinliklerde niteliğin de nicelik kadar önemli bir yeri olduğu konusunda giderek artan bir bilinçlenme vardır. Aşağıdaki paragraf 3 Mart 1991 tarihinde *Reno Gazette-Journal*'da yayınlanan bir yazıdan alınmıştır:

> Dr. Held kendini gizli bir komplodan kurtarılmış gibi görmektedir. Dört yıl önce, kırk yaşlarındayken, geç saatlere kadar çalışmakta, dışarıda uğraşmakta, üç çocuğuna bakmakta ve spor yapmaktaydı. Geceleri dört veya beş saat uykuyla idare ediyordu. "Şimdi 9:30'da yatağa giriyorum ve 6'da kalkıyorum," diyor ve ekliyor: "Daha önce yaptığımın iki katını gerçekleştiriyorum. Bazı şeyleri iki kez yapmam veya anlamak için üç kez okumam gerekmiyor."

Yukarıdaki paragrafın ikinci yasa tartışmalarıyla yakından ilgisi vardır. Sorunun ne kadar zamana sahip olduğumuzdan çok (birinci yasa), bu zamanı ne kadar etkin bir biçimde kullanabildiğimiz (ikinci yasa) olduğu yazıdan açıkça anlaşılmaktadır. Bir insan için *daha az zamanda daha çok iş yapmak*, bir araba için *daha az yakıtla daha çok yol gitmekten* farklı değildir.

Termodinamikte *tersinir iş*, bir hal değişimi sırasında elde edilebilecek en çok yararlı iş (veya yapılması gerekten en az iş) olarak tanımlanmaktadır. Tersinir iş, bir sistemin verilen iki hal arasında gerçekleştireceği tersinir (mükemmel) bir hal değişimi sırasında yapabileceği işi gösterir. Tersinir işle gerçek yararlı iş arasındaki fark, *tersinmezlik* diye tanımlanır ve gerçek fiziksel olgulardaki kusurlardan kaynaklanır. Tersinmezlik, yararlanamadığımız iş olanağı veya potansiyelidir. Son halin ölü hal veya çevre ortamının hali olması durumunda, tersinir iş en büyük değerini alır. Bu değer sistemin ilk halindeki *kullanılabilirliği* olarak tanımlanır. Tersinir veya mükemmel bir hal değişiminin tersinmezliği sıfırdır.

Günlük yaşantıda bir insanın *kullanılabilirliği*, o insanın en uygun koşullarda yapabileceği en çok iş olarak görülebilir. *Tersinir iş* ise belirli koşullarda yapılabilecek en çok iş diye tanımlanabilir. Bu durumda, verilen koşullarda yapılan gerçek işle tersinir iş arasındaki fark tersinmezlik veya yapılamayan iştir. Mühendislik sistemlerinde tersinmezliklerin nedeni araştırılır ve tersinmezlikler olabildiğince azaltılarak verim artırılmaya çalışılır. Günlük yaşantısında da kişi yapabileceğinin en iyisini yapmak için tersinmezlikleri bulup azaltmalıdır.

Bir insanın verilen bir zaman ve yerdeki kullanılabilirliği, o zaman ve yerde yapabileceği en çok iş olarak algılanabilir. Kullanılabilirliği nicel olarak belirlemek gerçekten zordur, çünkü bir insanın fiziksel ve zihinsel yetenekleri birbirlerine bağlıdır. Bir görevin fiziksel ve zihinsel gereklerini birlikte yerine getirmek işi zorlaştırır. *Eğitim* ve *göreve hazırlama* kuşkusuz bir insanın kullanılabilirliğini artırır. *Yaşlanma* fiziksel kullanılabilirliği azaltır. Birçok makineden farklı olarak, insanların kullanılabilirliği zamanın fonksiyonudur ve bir insanın fiziksel veya zihinsel kullanılabilirliği zamanında yararlanılmazsa kaybolup gider. Bir varil petrol kırk sene bekletilse bile kullanılabilirliğinden birşey eksilmez. Fakat eğer bir insan bu süre içinde yerinde oturup birşey yapmazsa kullanılabilirliğinin neredeyse tümünü yitirir.

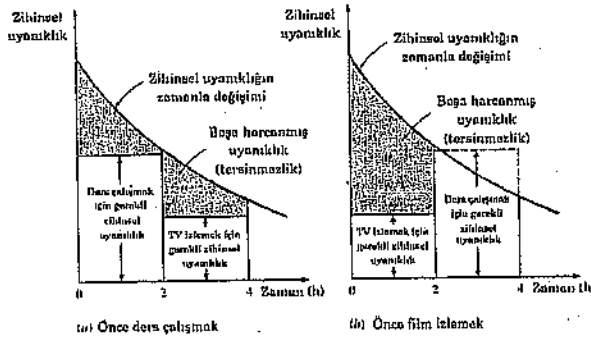
Çok çalışkan bir çiftçi örneğin, fiziksel kullanılabilirliğinin tümünden yararlanıyor olabilir ama zihinsel kullanılabilirliğinin pek azından yararlanıyordur. Bu çiftçi fiziksel uğraşını verirken aynı zamanda yabancı bir dili veya bilimsel bir konuyu banttan dinleyerek öğrenebilir. Aynı durum, günlerinin önemli bir bölümünü işe gidip gelirken geçiren insanlar için de sözkonusudur. Umulur ki bir gün, insanlar için kulla-

nılabilirlik çözümlemesi, yaptıkları işler için de tersinmezlik çözümlemesi yapılır. Bu tür bir çözümleme, tersinmezliklerin en aza indirilmesini ve zamanın daha iyi değerlendirilmesini sağlayacaktır. Büyük bilgisayarlar birçok işi aşağıdüm içinde yapabilmektedir. İnsanlar için de benzer bir durum neden sözkonusu olmasın?

Bebekler, değişik düzeylerde kullanılabilirliğe (yeteneğe) sahip olarak doğarlar. Çocuklara küçük yaşlarda uygulanan yetenek testleri, onların "gizli" kullanılabilirliklerinin veya yeteneklerinin sınırlarını belirlemek amacına yöneliktir. Bunların sonuçlarına göre çocuklar kullanılabilirliklerinin en fazla olduğu alanlara yönlendirilirler. Uygun alanlara yönelmişlerse, yetişkin olarak bu alanlarda kendilerini zorlamadan verimli bir biçimde çalışabilirler.

Bir insanın zihinsel uyanıklık düzeyi, zihinsel etkinlikler için *kullanılabilirliği* ile ölçülebilir. İyi dinlenmiş bir kişinin zihinsel uyanıklık düzeyi veya zihinsel kullanılabilirliği en üst düzeydedir. Bu kullanılabilirlik, Şekil 7-46'da gösterildiği gibi kişi yoruldukça zamanla azalır. Günlük yaşamdaki değişik işler, değişik düzeylerde zihinsel kullanılabilirlik gerektirir. Varolan zihinsel kullanılabilirlikte gerekli olan zihinsel uyanıklık düzeyi arasındaki fark, *boşa harcanmış zihinsel uyanıklık* veya *tersinmezliktir*. Tersinmezliği düşük bir düzeyde tutabilmek için, varolan zihinsel uyanıklıkla gerekli olan zihinsel uyanıklık birbirine yakın olmalıdır.

Önündeki dört saati ders çalışarak ve 2 saatlik bir filmi izleyerek geçirmek isteyen iyi dinlenmiş bir öğrenci düşünün. *Birinci yasa* açısından bakarsanız, bu işlerin sırası önemsizdir. Fakat *ikinci yasa* açısından bakılınca arada büyük bir fark vardır. Bu iki iş arasında, ders çalışma film izlemeye oranla daha yüksek bir zihinsel uyanıklık düzeyi gerektirir. Bu bakımdan olaya termodinamik açısından yaklaşım, önce zihinsel uyanıklık düzeyinin yüksek olduğu süre içinde ders çalışmayı, daha sonra film izlemeyi gerektirir. Bunun tersini yapan bir öğrenci Şekil 7-46'da gösterildiği gibi büyük miktarda zihinsel uyanıklığı film izlerken boşa harcamış olacak, ders çalışırken de zihinsel uyanıklık düzeyi düşük olacağı için okuduklarını yeniden okumak zorunda kalacak ve zaman yitirecektir.



(a) Önce ders çalışmak (b) Önce film izlemek

ŞEKİL 7-46
2 saat ders çalışan, 2 saat TV izleyen bir öğrenci için tersinmezlik.

Termodinamikte, bir ısı makinesinin *birinci yasa verimi* veya ısıl verimi, makinenin yaptığı net işin, makineye verilen ısıl enerjiye oranı olarak tanımlanmıştır. Başka bir deyişle, verilen ısıl enerjinin ne kadarlık bir bölümünün işe dönüştüğünü belirtir. Genel olarak, birinci yasa verimi, elde edilmek istenen değerin, bu değeri elde etmek için harcanması gereken değere bölünmesiyle bulunur. Birinci yasa verimi, olabilecek en iyiyi gözönüne almaz, bu nedenle etkinlik için tek başına gerçekçi bir kıstas değildir. Bu eksiği kapatmak için ikinci yasa verimi tanımlanmıştır. İkinci yasa verimi gerçek çalışma düzeyiyle aynı koşullarda olabilecek en iyiyi karşılaştırır. Isı makineleri için ikinci yasa verimi, gerçek ısıl verimin, aynı koşullarda gerçekleşebilecek en yüksek (tersinir) ısıl verime oranı olarak tanımlanır.

Günlük yaşamda, bir kişinin *birinci yasa verimi*, harcadığı emeğe karşı elde ettikleriyle ölçülebilir. Bir kişinin *ikinci yasa verimi* ise verimliliğinin, o koşullarda yapabileceğinin en iyisiyle karşılaştırılması sonucu bulunabilir.

Mutluluk da *ikinci yasa verimiyle* yakından ilgilidir. Küçük çocuklar en mutlu insanlardır, çünkü yapabilecekleri çok az şey vardır, fakat sınırlı olanakları düşünülürse bunları çok iyi yaparlar. "Hayatını dolu dolu yaşamak" deyimi de yüksek bir ikinci yasa verimini çağrıştırır. Bir insan eğer yeteneklerini yaşamı süresince son sınırlarına kadar değerlendirmişse dolu bir hayat yaşamış sayılır. Bu da yüksek bir ikinci yasa verimi demektir.

Özürlü bir insan, normal bir insanın yaptıklarını yapabilmek için çok daha fazla çaba harcar. Buna karşın normal bir insanın yaptığını gerçekleştirdiği zaman daha çok övgü alır. Çok çabayla daha azı gerçekleştirdiği için özürlü insanın birinci yasa veriminin düşük olduğunu, bulunduğu koşullar içinde olabildiğince fazla başardığı için de ikinci yasa veriminin yüksek olduğunu söyleyebiliriz.

Yukarıdaki örnekler, günlük yaşamda gerçekleşenlerle bazılarına göre termodinamiğin ikinci yasayla ilgili soyut kavramları arasında benzerlikler olduğunu göstermektedir. Birinci yasa (veya korunum ilkesi) ile ilgili kavramlar günlük yaşamda nasıl sık ve güvenle kullanılıyorsa, ikinci yasayla ilgili kavramlar da aynı rahatlıkla kullanılabilir. Termodinamiğin *soyut* kavramlarını gündelik yaşama uygulamanın mühendislere ve toplumbilimcilere sağladığı yararlar vardır. Şöyle ki, *mühendisler* soyut kavramlar üzerinde daha iyi bir görüşe ve anlayışa sahip olurlar. *Toplumbilimciler* ise bazı toplumsal veya psikolojik olguları bu kavramları kullanarak daha iyi inceleyebilir ve açıklayabilirler. Bu bir bakıma matematik ve fen bilimlerinin ilişkisine benzer. Matematiğin soyut kavramları fen bilimlerinden örneklere uygulanarak çok daha iyi anlaşılabilir. Fen bilimleri ise matematiğin yardımıyla daha iyi açıklanabilir ve ifade edilebilir.

Yukarıda açıklanan düşünceler konuyu irdelemek amacıyla dile getirilmiştir. Bu düşüncelerin günlük yaşamda verimin daha iyi anlaşılabilmesi için tartışmalara ve araştırmalara yol açması umulmaktadır. İkinci yasa şimdi nasıl mühendislik sistemlerinin verimliliğini artırmak için kullanılıyorsa, ilerde de yaşamın niteliğini ve günlük yaşamdaki verimi artırmanın somut kıstaslarını belirlemek için kullanılabilir.

7-8 ■ ÖZET

Evrenin kütlesi değişmediği gibi toplam enerjisi de değişmez. Fakat enerji "tasarrufu" konusunda uzmanlar ve politikacılar tarafından sık sık uyarılırız. Mühendisler olarak enerjinin korunumunun bir doğa yasasının gereği olduğunu biliyoruz. Asıl "tasarruf" edilmesi gereken, kullanılabilirlik veya enerjiden yararlı iş elde etme olanağıdır. Kullanılabilirlik bir kez harcandıktan sonra yeniden geri kazanılamaz. Örneğin, evlerimizi ısıtmak için enerji kullandığımız zaman, enerjiyi yoketmiyoruz, sadece daha düşük kullanılabilirliği olan biçimlere dönüştürüyoruz.

Bir sistemin verilen bir halde yapabileceği en çok yararlı iş, *kullanılabilirlik* diye tanımlanır. Kullanılabilirlik, sistem ve çevrenin haliyle ilişkili bir özelliktir. Çevresiyle denge halinde olan bir sistemin kullanılabilirliği sıfırdır. Bu durumda iken sistem *ölü haldedir*.

Enerjinin kinetik ve potansiyel enerji gibi mekanik biçimleri tümüyle kullanılabilir enerjidir. Bir ısıl enerji deposunun kullanılabilirliği, ısıl enerji deposuyla çevre ortam arasında çalışan bir Carnot ısı makinesinin yaptığı işe eşittir.

Kapalı veya açık bir sistemde yapılan *gerçek iş* W, 3. ve 4. Bölümlerde incelenen enerjinin korunumu denklemleriyle hesaplanabilir. Eğer sistemin hacmi değişiyorsa, yapılan işin bir bölümü çevreye karşı yapılır ve *çevre işi* $W_{çevre}$ adını alır. Bu iş, P_0 basıncındaki çevre havayı itmek için kullanılır ve başka bir amaca yöneltilemez. Toplam gerçek işle çevre işi arasındaki fark *yararlı iş* W_y diye bilinir ve aşağıdaki bağıntıyla belirlenir:

$$W_y = W - W_{çevre} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad \text{(kJ)} \tag{7-2}$$

Çevre işi $W_{çevre}$, çevrimler, sürekli akışlı sistemler ve sabit sınırları olan sistemler için sıfırdır.

Verilen iki hal arasındaki değişim sırasında bir sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iş, *tersinir iş* W_{tr} diye tanımlanır. Bu iş, ilk ve son haller arasındaki hal değişiminin tümden tersinir olması durumunda elde edilir. Eğer son hal çevre hali (P_0, T_0) ise, tersinir iş kullanılabilirliğe eşit olur.

Tersinir iş W_{tr} ile yararlı iş W_y arasındaki fark hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır ve *tersinmezlik* I diye tanımlanır. Kapalı veya açık tüm sistemler için tersinmezlik aşağıdaki bağıntılarla ifade edilir:

$$I = W_{tr} - W_y = T_0 S_{üretim} \quad \text{(kJ)} \tag{7-14a}$$

veya

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 s_{üretim} \quad \text{(kJ/kg)} \tag{7-14b}$$

veya

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{üretim} \quad \text{(kW)} \tag{7-23}$$

Burada, $S_{üretim}$ veya $\dot{S}_{üretim}$, hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimidir. Tümden tersinir bir hal değişimi için, tersinir iş ve yararlı iş terimleri eşittir ve tersinmezlik sıfırdır.

Birinci yasa verimi mühendislik sistemlerinin değerlendirilmesinde tek başına bir ölçü değildir. Bir sistemin iş üretiminin, aynı ilk (giriş) ve son (çıkış) haller arasındaki tersinir hal değişimi sırasında üretilenle

karşılaştırması bir parametre olarak tanımlanabilir. Bu parametre *ikinci yasa verimi* η_{II} adını alır ve aşağıdaki bağıntılarla ifade edilir:

Isı makineleri ve diğer iş yapan makineler için:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,tr}} = \frac{W_y}{W_{tr}} \tag{7-7a,b}$$

Soğutma makineleri, ısı pompaları ve diğer üzerinde iş yapılan makineler için:

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{tr}} = \frac{W_{tr}}{W_y} \tag{7-8a,b}$$

Birim kütle için kapalı bir sistemin (ϕ) ve bir akışın (ψ) kullanılabilirliği aşağıda tanımlanmıştır:

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{7-12b}$$

ve

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad \text{(kJ/kg)} \tag{7-20}$$

Burada, 0 indisi çevre halini (P_0, T_0) belirtmek için kullanılmıştır.

Tersinir iş ifadeleri aşağıdaki gibi özetlenebilir:

$W_{tr} = \eta_{th,tr} Q_H$ ısı makineleri

$-W_{tr} = \dfrac{Q_L}{\text{COP}_{SM,tr}}$ soğutma makineleri

$-W_{tr} = \dfrac{Q_H}{\text{COP}_{IP,tr}}$ ısı pompaları

Kapalı sistemler:

$$W_{tr} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \tag{7-11}$$

$$= m(\phi_1 - \phi_2) \quad \text{(kJ)} \tag{7-13a}$$

Sürekli akışlı sistemler:

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç - T_0 s_ç \right) \tag{7-18}$$

$$= \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_ç \psi_ç \quad \text{(kW)} \tag{7-21}$$

Bir giriş ve çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için bu denklem basitleşir:

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m} \left[(h_g - h_ç) - T_0(s_g - s_ç) + \frac{V_g^2 - V_ç^2}{2} + g(z_g - z_ç) \right] \quad \text{(kW)} \tag{7-19a}$$

$$= \dot{m}(\psi_g - \psi_ç) \quad \text{(kW)} \tag{7-22b}$$

Düzgün akışlı dengeli açık sistemler:

$$W_{tr} = \sum m_g\left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g\right) - \sum m_ç\left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç - T_0 s_ç\right)$$
$$+[(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{KH} \quad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}30)$$
$$= \sum m_g \psi_g - \sum m_ç \psi_ç + (\Phi_1 - \Phi_2)_{KH} \quad \text{(kJ)} \qquad (7\text{-}31)$$

Yukarıdaki bağıntılarda 1 indisi sistemin ilk halini, 2 indisi sistemin son halini, g indisi sistemin giriş halini ve ç indisi sistemin çıkış halini göstermektedir. 0 indisi P_0 basınç ve T_0 sıcaklığındaki çevrenin halini göstermekte olup, ısı geçişi sadece sistem ve çevre arasında olabilmektedir. Yukarıda tersinir iş için verilen bağıntılar çevre dışındaki cisim veya ortamlarla ısı geçişini de gözönüne alacak şekilde genelleştirilebilir. T_k sıcaklığındaki ortamla Q_k veya $\dot{Q}_k$ miktarda ısı geçişi olduğu kabul edilirse, yukarıda tersinir iş için verilen denklemlerden

$$\sum_{k=1}^{K} Q_k\left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \qquad \text{veya} \qquad \sum_{k=1}^{K} \dot{Q}_k\left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)$$

çıkarılarak düzeltme yapılmış olur. Burada, Q_k veya $\dot{Q}_k$'nın işareti sisteme göre değil ısı alışverişinde bulunulan cisim veya ortama göre seçilmelidir.

Tersinir iş en genel biçimde aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$W_{tr} = \sum \int_1^2 \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g\right)\delta m_g$$
$$- \sum \int_1^2 \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç - T_0 s_ç\right)\delta m_ç$$
$$+[(U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2)]_{KH}$$
$$- \sum_{k=1}^{K} Q_k\left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \quad \text{(kJ)}$$

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 J. E. Ahern, *The Exergy Method of Energy Systems Analysis*, Wiley, New York, 1980.

2 A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, 1988.

3 A. Bejan, *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*, Wiley, Interscience , New York, 1982.

4 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Baskı, Wiley, New York, 1986.

5 M. J. Moran ve H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, 1988.

6 G. J. Van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Baskı, Wiley, New York, 1986.

7 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Baskı, McGraw-Hill, New York, 1988.

PROBLEMLER*

Kullanılabilirlik, Tersinmezlik, Tersinir İş ve İkinci Yasa Verimi

7-1K Tersinir işle kullanılabilirlik arasındaki fark nedir?

7-2K Tersinir işle yararlı iş arasındaki fark nedir?

7-3K Hangi durumlarda tersinir iş kullanılabilirliğe eşittir?

7-4K Hangi durumlarda bir hal değişimi sırasındaki tersinir iş ve tersinmezlik eşittir?

7-5K Hangi durumlarda bir hal değişimi sırasındaki tersinir iş ve gerçek iş eşit olur?

7-6K Bir sistemden elde edilen iş hangi son hal için en büyük değerini alır?

7-7K Bir sistemin kullanılabilirliği değişik çevre ortamlarında farklı olabilir mi ? Açıklayın.

7-8K Yararlı iş nasıl gerçek işten farklı olabilir? Hangi tür sistemlerde bu ikisi aynı değere sahiptir?

7-9K Kullanılamayan enerji ve tersinmezlik aynı olguyu mu gösterir? Eğer farklıysalar aralarındaki fark nedir?

7-10K Tersinmezliklerin olmadığı bir hal değişimi düşünün. Bu hal değişimi için gerçek yararlı iş, tersinir işe eşit olur mu?

7-11K Yaklaşık olarak eşit enerjiye sahip iki sıcak yeraltı suyu kuyusu düşünün. Bu kuyuların kullanılabilirlikleri de yaklaşık olarak eşit midir? Açıklayın.

7-12K Çevreyle aynı basınçta olan iki sistemi gözönüne alın. Birinci sistem çevreyle aynı sıcaklıkta olsun. İkinci sistemse çevreden daha düşük bir sıcaklıkta olsun. Bu iki sistemin kullanılabilirliklerini karşılaştırın.

7-13K Uzay gibi sıfır mutlak basınçta bir çevre düşünün. Bu çevrede gerçek işle yararlı işi karşılaştırın.

7-14K İkinci yasa verimi nedir? Birinci yasa veriminden hangi bakımlardan farklıdır?

*Öğrencilerin tüm kavram "K" sorularını çözmeleri önerilmektedir.

7-16K İki güç santrali düşünün. A santralinin ısıl verimi, B santralinin ısıl veriminden daha yüksektir. A santralinin ikinci yasa verimi B santralinin ikinci yasa veriminden mutlaka daha yüksek mi olacaktır? Açıklayın.

7-16K İki soğutma makinesi düşünün. A makinesinin etkinlik katsayısı (COP'si) B makinesinin etkinlik katsayısından daha yüksektir. A makinesinin ikinci yasa verimi B makinesinin ikinci yasa veriminden mutlaka daha yüksek mi olacaktır? Açıklayın.

7-17K Tersinir işi sıfır olan bir hal değişimi tersinir olabilir mi? Tersinmez olabilir mi? Açıklayın.

7-18K Belirli iki hal arasında çalışan bir buhar türbini düşünün. Türbinin tasarımı iyileştikçe gerçek işi artar mı? Tersinir işi artar mı? Açıklayın.

7-19K Bir hal değişimi sırasında entropi üretimi olmadığını düşünün ($S_{\text{üretim}} = 0$). Bu hal değişimi sırasında tersinmezliğin sıfıra eşit olması gerekli midir?

7-20 Bir kasabanın elektrik gereksinimi 10 m çapında döner kanatları olan rüzgâr türbinleriyle karşılanacaktır. Türbinler rüzgârın sürekli olarak ortalama 12 m/s hızla estiği bir yörede kurulacaktır. Kasabanın elektrik gereksinimi 400 kW olduğuna göre, en az kaç türbinin kurulması gerekir?

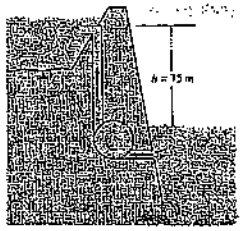
7-21 Elektrik talebinin fazla olduğu zamanlarda, talebi karşılamanın yollarından biri de, kullanımın az olduğu saatlerde bir gölet veya gölden bir baraja su pompalamak, kullanım fazla olduğu zaman da bu suyu bir türbinden geçirerek elektrik üretmektir. Başka bir deyişle, elektrik enerjisini önce potansiyel enerjiye daha sonra yeniden elektrik enerjisine dönüştürmektir. 5×10^6 kWh enerji depolayabilmek için, ortalama 75 m yükseklikte en az ne kadar suyun depolanması gerekir?
Çözüm: 2.45×10^{10} kg.

7-22 1500 K sıcaklığında, sanatte 150000 kJ ısıl enerji sağlayan bir ısıl enerji deposu düşünün. Çevre sıcaklığı 25 °C olduğuna göre, sağlanan enerjinin kullanılabilirliğini hesaplayın.

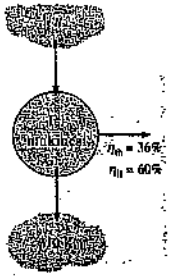
7-23 Bir ısı makinesi 1500 K sıcaklığındaki bir kaynaktan ısı almakta, 320 K sıcaklığındaki bir ortama da ısı vermektedir. Sıcak kaynaktan makineye geçen ısı 700 kJ/s'dir. Isı makinesinin gücü 320 kW olarak ölçülmüştür. En düşük doğal çevre sıcaklığı 25 °C olduğuna göre, (*a*) birim zamanda elde edilebilecek tersinir işi, (*b*) birim zamanda oluşan tersinmezliği ve (*c*) bu ısı makinasının ikinci yasa verimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 550.7 kW, (*b*) 230.7 kW, (*c*) yüzde 58.1

7-24 Atık ısısını 310 K sıcaklığında bir ısıl enerji deposuna veren bir ısı makinesinin ısıl verimi yüzde 36, ikinci yasa verimi de yüzde 60'dır. Bu makinenin ısı aldığı kaynağın sıcaklığını hesaplayın.
Çözüm: 775 K

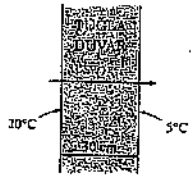
7-25 600 K sıcaklıktaki 100 kJ ısıl enerjinin ne kadarı yararlı işe dönüştürülebilir? Çevreyi 27 °C sıcaklıkta kabul edin.



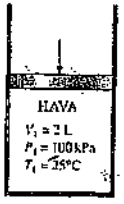
ŞEKİL P7-21



ŞEKİL P7-24



ŞEKİL P7-29



ŞEKİL P7-34

7-26 1100 °C sıcaklıktaki bir kazandan ısı alan bir ısı makinesi atık ısısını 20 °C sıcaklığındaki bir akarsuya vermektedir. Bu makinenin ısıl verimi yüzde 35 olduğuna göre, ikinci yasa verimi ne olur?

7-27 Dış sıcaklık 15 °C olduğu zaman ısı kaybı 80000 kJ/h olan bir evin ısıtması, elektrikli ısıtıcılarla yapılacaktır. Evin iç sıcaklığı sürekli olarak 22 °C olduğuna göre, ısıtma işlemi için birim zamanda gerekli tersinir işi ve tersinmezliği hesaplayın. *Çözüm:* −0.53 kW, 21.69 kW

7-28 −6 °C sıcaklıkta tutulmak istenen bir dondurucudan dakikada 75 kJ ısı çekilmektedir. Çevre ortam 24 °C sıcaklıkta olup, soğutma için harcanan güç 500 W'tır. (*a*) Gerekli tersinir gücü, (*b*) birim zamanda oluşan tersinmezliği, (*c*) dondurucunun ikinci yasa verimini hesaplayın.

7-29 .5 m × 6 m boyutlarında ve 30 cm kalınlığında olan bir duvarın ısı iletim katsayısı 0.69 W/(m · °C), iç ve dış yüzeylerinin sıcaklıkları sırasıyla 20 °C ve 5 °C'dur. (*a*) Duvardan olan ısı geçişini (W), (*b*) ısı geçişiyle ilgili tersinmezliği (W) hesaplayın. $T_0 = 0$ °C alın.

7-30 1000 W gücünde bir ütü, tabanı 20 °C sıcaklıktaki oda havasına dönük bir biçimde ütü masasının üzerinde durmaktadır. Ütünün tabanıyla çevre hava arasındaki taşınım katsayısı 80 W/(m^2 · °C)'dur. Tabanın yüzey alanı 0.02 m^2 olduğuna göre, (*a*) ütü tabanının sıcaklığını, (*b*) sürekli çalışma durumunda ısı geçişi sonucu birim zamanda olan tersinmezliği (W) hesaplayın. $T_0 = 20$ °C alın.

7-31 Evleri güneş enerjisinden yararlanarak ısıtmanın yollarından biri de depolanmış suyu gündüzleri güneş enerjisiyle ısıtmak, akşamları da sudan iç ortama geçen ısıyla evi sıcak tutmaktır. İç sıcaklığı sürekli 22 °C olan bir evde 500 L hacminde bir su depolama sistemi vardır. Su gündüzleri 45 °C sıcaklığa ısıtılmaktadır. Akşamları su tarafından eve verilen ısıyı hesaplayın. Dış hava sıcaklığının 5 °C olduğunu gözönüne alarak, hal değişimiyle ilgili tersinmezliği bulun.
Çözüm: 48070 kJ, 1788 kJ

Kapalı Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

7-32K Entropi üretiminin sıfır olduğu ($S_{\text{üretim}} = 0$) bir hal değişimi mutlaka tersinir midir?

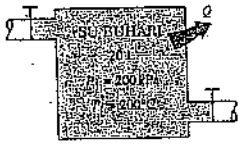
7-33K Bir hal değişimi sırasında bir sistemin ikinci yasa verimi birinci yasa veriminden daha yüksek olabilir mi? Örnekler verin.

7-34 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 100 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta 2 L hava bulunmaktadır. Daha sonra hava 600 kPa basınç ve 150 °C sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma için yapılan yararlı iş 1.2 kJ'dur. Çevre basınç ve sıcaklığının sırasıyla 100 kPa ve 25 °C olduğunu kabul ederek, (*a*) ilk ve son hallerde havanın kullanılabilirliğini, (*b*) sıkıştırma işlemi için gerekli en az işi, (*c*) hal değişiminin ikinci yasa verimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 0, 0.171 kJ; (*b*) 0.171 kJ, (*c*) yüzde 14.3

7-35 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 0.8 Mpa basınç ve 50 °C sıcaklıkta 3 kg soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Daha sonra,

soğutucu akışkan sabit basınçta soğutularak 30 °C sıcaklıkta sıvı haline getirilmektedir. Çevre basınç ve sıcaklığının sırasıyla 100 kPa ve 30 °C olduğunu kabul ederek, (*a*) soğutucu akışkanın ilk ve son hallerdeki kullanılabilirliğini, (*b*) hal değişimi sırasındaki tersinmezliği hesaplayın.

7-36 Buharlı bir ısıtma sisteminin 20 L hacmindeki radyatörü başlangıçta 200 kPa basınç ve 200 °C sıcaklıkta su buharıyla doludur. Daha sonra giriş ve çıkış vanaları kapatılmakta ve bir süre sonra 21 °C sıcaklıktaki odaya ısı geçişi sonucu radyatör içindeki buharın sıcaklığının 80 °C'ye düştüğü gözlenmektedir. Çevre ortamı 0 °C sıcaklıkta kabul ederek, (*a*) odaya olan ısı geçişini hesaplayın. (*b*) Odaya geçen ısının bir ısı makinesine verildiğini, ısı makinesinden elde edilen işin de bir ısı pompasını çalıştırdığını düşünün. Bu durumda odaya en çok ne kadar ısı verilebilirdi? Isı makinesinin radyatörle çevre arasında çalıştığını kabul edin. *Çözüm:* (a) 30.3 kJ, (b) 114.8 kJ

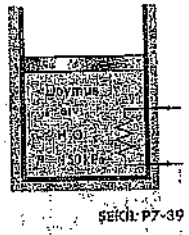


ŞEKİL P7-36

7-37 İyi yalıtılmış sabit hacimli kapalı bir kapta, 100 kPa basınçta 2 kg doymuş sıvı buhar karışımı su bulunmaktadır. Başlangıçta kütlenin dörtte üçü sıvı fazındadır. Daha sonra kabın içine yerleştirilmiş bir elektrikli ısıtıcı çalıştırılarak, kabın içindeki sıvının tümü buharlaştırılmaktadır. Çevrenin 25 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta olduğunu kabul ederek, hal değişimi için (*a*) tersinmezliği, (*b*) ikinci yasa verimini hesaplayın.

7-38 Sabit hacimli kapalı bir kap metal bir perdeyle iki eşit bölmeye ayrılmıştır. Bölmelerden birinde 300 kPa basınç ve 60 °C sıcaklıkta, 1.5 kg sıkıştırılmış sıvı halinde su bulunmaktadır. Diğer bölme ise tümüyle boştur (vakum). Daha sonra perde kaldırılmakta ve su tüm hacmi doldurmaktadır. Kaptaki son basınç 15 kPa olduğuna göre, hal değişimi sırasındaki tersinmezliği hesaplayın. Çevrenin 25 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta olduğunu kabul edin. *Çözüm:* 3.66 kJ

7-39 Yalıtılmış bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 150 kPa basınçta 2 L doymuş sıvı-su bulunmaktadır. Daha sonra silindir içinde bulunan bir elektrikli ısıtıcı çalıştırılarak su üzerinde 2200 kJ elektrik işi yapılmaktadır. Çevrenin 25 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta olduğunu kabul ederek, (*a*) bu hal değişiminin en az ne kadar işle gerçekleştirilebileceğini, (*b*) hal değişimi sırasındaki tersinmezliği hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) −437.8 kJ, (*b*) 1704.5 kJ

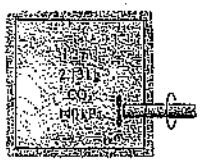


ŞEKİL P7-39

7-40 Yalıtılmış bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 0.8 MPa basınçta, 0.05 m^3 doymuş soğutucu akışkan 12 buharı bulunmaktadır. Daha sonra soğutucu akışkan tersinir bir biçimde 0.4 MPa basınca genişlemektedir. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın kullanılabilirliğindeki değişimi ve tersinir işi hesaplayın. Çevrenin 25 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta olduğunu kabul edin.

7-41 Oksijen gazı, bir piston-silindir düzeneğinde, 0.8 m^3/kg, 25 °C ilk halinden, 0.1 m^3/kg, 287 °C son haline sıkıştırılmaktadır. Hal değişimi için tersinir işi ve oksijenin kullanılabilirliğindeki artışı hesaplayın. Çevrenin 25 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta olduğunu kabul edin.

7-42 Sabit hacimli yalıtılmış bir kapalı kapta başlangıçta 100 kPa basınçta 2.13 kg karbon dioksit bulunmaktadır. Kabın hacmi 1.2 m^3



ŞEKİL P7-42

tür. Daha sonra gaz üzerinde döner kanat işi yapılarak gazın basıncı 120 kPa'e yükseltilmektedir. (*a*) Hal değişimi sırasında yapılan gerçek döner kanat işini, (*b*) aynı ilk ve son haller için hal değişiminin en az ne kadar işle gerçekleştirilebileceğini hesaplayın. Çevrenin 25 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta olduğunu kabul edin. *Çözüm:* (a) −87.0 kJ, (b) −7.66 kJ

7-43 Yalıtılmış bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 120 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta 30 L hava bulunmaktadır. Daha sonra hava 5 dakika süreyle, silindir içine yerleştirilmiş 60 W gücünde bir elektrikli ısıtıcıyla ısıtılmaktadır. Hal değişimi boyunca havanın basıncı sabit kalmaktadır. Çevre 27 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta olduğuna göre, hal değişimi sırasındaki tersinmezliği hesaplayın. *Çözüm:* 9.9 kJ

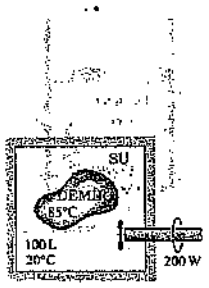
7-44 5 kg helyum bir hal değişiminden geçerek, 3 m^3/kg ve 15 °C başlangıç halinden 0,5 m^3/kg ve 80 °C son haline gelmektedir. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul ederek, hal değişiminden sonra helyumun yararlı iş potansiyelindeki artışı hesaplayın.

7-45 Sabit hacimli, yalıtılmış bir kapalı kap metal bir perdeyle iki eşit bölmeye ayrılmıştır. Başlangıçta bölmelerden biri tümüyle boş (vakum) olup, diğerinde 300 kPa basınç ve 70 °C sıcaklıkta 5 kg argon bulunmaktadır. Daha sonra perde kaldırılmakta ve gaz tüm hacmi doldurmaktadır. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul ederek, bu hal değişimiyle ilgili tersinmezliği hesaplayınn. *Çözüm:* 215 kJ

7-46 Başlangıçta sıcaklığı 80 °C olan 50 kg kütlesinde bir bakır külçe, içinde 25 °C sıcaklıkta 120 L su bulunan yalıtılmış bir kaba bırakılmaktadır. (*a*) Son haldeki denge sıcaklığını, (*b*) hal değişimi sırasında kullanılamayan iş potansiyelini hesaplayın. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul edin. *Çözüm:* (a) 27.0 °C, (b) 12.5 kJ

7-47 200 °C sıcaklığında ve 20 kg kütleye sahip bir alüminyum külçeyle, 100 °C sıcaklığında ve 20 kg kütleye sahip bir demir külçe yalıtılmış bir kapalı hacimde bir araya getirilmektedir. (*a*) Son haldeki denge sıcaklığını, (*b*) hal değişimiyle ilgili tersinir işi hesaplayın.

7-48 85 °C sıcaklığında, kütlesi bilinmeyen bir demir külçe, içinde 20 °C sıcaklıkta 100 L su bulunan yalıtılmış bir kaba konmaktadır. (Şekil P7-48). Külçenin suya bırakılmasıyla birlikte 200 W gücünde bir motora bağlı döner kanat da çalıştırılarak suyun sürekli olarak karıştırılması sağlanmaktadır. 20 dakika sonra ısıl dengeye erişildiği ve suyun sıcaklığının 24 °C olduğu görülmektedir. Çevre sıcaklığının 20 °C olduğunu kabul ederek, (*a*) demir-külçenin kütlesini, (*b*) bu hal değişimiyle ilgili tersinmezliği hesaplayın. *Çözüm:* (a) 52.23 kg, (b) 876 kJ



ŞEKİL P7-48

7-49 Her ikisinde başlangıçta 80 °C sıcaklıkta olan 50 kg kütlesinde bir demir külçeyle 20 kg kütlesinde bir bakır külçe 15 °C sıcaklığında bir göle atılmaktadır. Bir süre sonra külçelerle göl suyu arasındaki ısı geçişi sonunda ısıl denge sağlanmaktadır. Çevre sıcaklığının 20 °C olduğunu kabul ederek, hal değişimi tersinir olsaydı yapılabilecek olan işi hesaplayın.

7-50 Sabit hacimli kapalı bir kapta, başlangıçta, 200 kPa basınçta ve yüzde 40 kuruluk derecesinde soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır.

Kabın hacmi 0.25 m^3'tür. Daha sonra soğutucu akışkana, basıncı 400 kPa olana kadar 35 °C sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı geçişi olmaktadır. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul ederek, (*a*) soğutucu akışkana 35 °C sıcaklıktaki kaynaktan olan ısı geçişini, (*b*) hal değişimiyle ilgili tersinir işi hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 473.6 kJ, (*b*) 62.0 kJ

Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

7-51 10 Mpa basınç ve 460 °C sıcaklıktaki su buharı, sürekli akışlı bir kısılma işlemiyle 8 MPa basınca genişlemektedir. Kısılma işlemi sırasında yitirilen iş potansiyelini hesaplayın. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul edin. *Çözüm:* 27.3 kJ/kg

7-52 Hava, 8 kW gücünde sürekli akışlı bir kompresörde, 100 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıktan, 600 kPa basınç ve 167 °C sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Havanın debisi 2.1 kg/dakikadır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal ederek, (*a*) havanın kullanılabilirliğindeki artışı, (*b*) sıkıştırma işlemi sırasında birim zamanda oluşan tersinmezliği hesaplayın. Çevre sıcaklığının 17 °C olduğunu kabul edin.

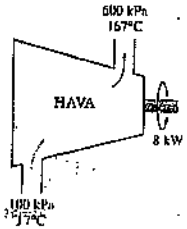
7-53 1 MPa basınç ve 100 °C sıcaklıktaki soğutucu akışkan-12, sürekli akışlı bir kısılma işlemiyle 0.8 MPa basınca genişlemektedir. Kısılma işlemi sırasında tersinir iş ve tersinmezliği hesaplayın. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul edin.

7-54 Hava bir lüleye 300 kPa basınç ve 87 °C sıcaklıkta, 50 m/s hızla girmekte, 95 kPa basınca genişleyerek, 300 m/s hızla çıkmaktadır. Lüleden 17 °C sıcaklığındaki çevre ortama 4 kJ/kg ısı geçişi olmaktadır. Akış süreklidir. (*a*) Havanın lüleden çıkış sıcaklığını, (*b*) lüledeki genişleme sırasındaki tersinmezliği hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 39.5 °C, (*b*) 58.4 kJ/kg

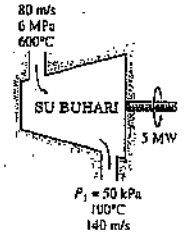
7-55 Su buharı bir yayıcıya 10 kPa basınç ve 50 °C sıcaklıkta, 300 m/s hızla girmekte, 50 °C sıcaklıkta doymuş buhar olarak, 50 m/s hızla çıkmaktadır. Akış sürekli olup, yayıcının çıkış kesit alanı 2 m^2'dir. (*a*) Su buharının debisini, (*b*) yayıcıdaki akış sürecinde buharın yitirilen iş potansiyelini hesaplayın. Çevre sıcaklığını 25 °C alın.

7-56 Hava sürekli akışlı bir kompresörde 100 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıktan, 700 kPa basınç ve 287 °C sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Havanın debisi 6 kg/dakikadır. Çevre sıcaklığının 17 °C olduğunu kabul ederek, kompresörü çalıştırmak için gerekli en az gücü hesaplayın. Havanın mükemmel bir gaz olduğunu ve özgül ısıların sıcaklıkla değiştiğini kabul edin. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal edin. *Çözüm:* 24.3 kW

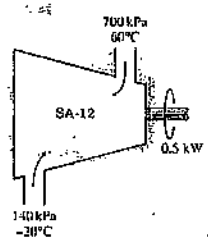
7-57 Su buharı adyabatik bir türbine 6 MPa basınç, 600 °C sıcaklık ve 80 m/s hızla girmekte, 50 kPa basınç, 100 °C sıcaklık ve 140 m/s hızla çıkmaktadır. Akış sürekli olup, türbinin gücü 5 MW'dır. Türbin için (*a*) birim zamanda tersinir iş, (*b*) ikinci yasa verimini hesaplayın. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul edin.
Çözüm: (*a*) 5.81 MW, (*b*) yüzde 86.1



ŞEKİL P7-52



ŞEKİL P7-57



ŞEKİL P7-61

7-58 Su buharı, sürekli akışlı bir kısılma işlemiyle 9 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıktan, 7 MPa basınca genişlemektedir. Kısılma işlemi sırasında buharın birim kütlesinin kullanılabilirliğindeki azalmayı hesaplayın. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul edin.
Çözüm: 32.0 kJ/kg

7-59 Yanma sonu gazları bir gaz türbinine 900 °C sıcaklık ve 800 kPa basınçta 100 m/s hızla girmekte, 650 °C sıcaklık ve 400 kPa basınçta 220 m/s hızla çıkmaktadır. Yanma sonu gazları için C_p değerini 1.15 kJ/(kg · °C), *k* değerini 1.3 alarak, (*a*) türbin girişinde yanma sonu gazlarının kullanılabilirliğini, (*b*) genişlemenin tersinir olması durumunda türbinin üreteceği gücü hesaplayın. Çevre sıcaklığının 25 °C, basıncının 100 kPa olduğunu kabul edin.

7-60 Soğutucu akışkan-12 adyabatik bir kompresöre 120 kPa basınçta doymuş buhar olarak girmekte ve 1 MPa basınca sıkıştırılmaktadır. Akış sürekli olup, soğutucu akışkanın kompresöre giriştek hacimsel debisi 0.8 m^3/dakika'dır. Kompresörün adyabatik verimi yüzde 80 olduğuna göre, (*a*) kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü, (*b*) kompresörün ikinci yasa verimini hesaplayın. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul edin. *Çözüm:* (*a*) 4.66 kW, (*b*) yüzde 82.3

7-61 140 kPa basınç ve −20 °C sıcaklığındaki soğutucu akışkan-12, 0.5 kW gücünde sürekli akışlı adyabatik bir kompresörde 700 kPa basınç ve 60 °C sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini gözardı edip çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul ederek, kompresörün (*a*) adyabatik verimini, (*b*) ikinci yasa verimini hesaplayın.

7-62 Hava, sürekli akışlı bir kompresörde 95 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıktan, 600 kPa basınç ve 277 °C sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Havanın debisi 0.06 kg/s'dir. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal edip çevre sıcaklığını 25 °C kabul ederek, açık sistem için tersinir işi hesaplayın. *Çözüm:* −13.7 kW

7-63 Argon gazı adyabatik bir kompresöre 120 kPa basınç ve 30 °C sıcaklıkta, 20 m/s hızla girmekte, 1.2 MPa basınç ve 530 °C sıcaklıkta, 80 m/s hızla çıkmaktadır. Kompresörün giriş kesit alanı 130 cm^2'dir. Çevre sıcaklığını 25 °C kabul ederek, açık sistem için birim zamanda tersinir iş ve tersinmezliği kW cinsinden hesaplayın.
Çözüm: −116 kW, 3.80 kW

7-64 Buhar sürekli akışlı bir türbinde 8 MPa basınç ve 450 °C sıcaklıktan, 50 kPa basınca genişlemektedir. Buharın kütle debisi 15000 kg/h olup, çıkışta doymuş buhar halindedir. Çevre sıcaklığını 25 °C, basıncını 100 kPa kabul ederek, (*a*) verilen giriş koşullarında türbinin üretebileceği en büyük güçü, (*b*) tersinmezlikler olmasaydı türbinin üretebileceği gücü hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 5513 kW, (*b*) 3899 kW

7-65 Hava, bir kompresöre çevre koşulları olan 96 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıkta, düşük bir hızla girmekte, 1 MPa basınç ve 327 °C sıcaklıkta, 120 m/s hızla çıkmaktadır. Kompresör 17 °C sıcaklıktaki çevre hava

kullanılarak soğutulmaktadır. Sıkıştırma sırasında kompresörden olan ısı geçişi 1600 kJ/dakika'dır. Kompresörün gücü 300 kW olduğuna göre, (*a*) havanın kütle debisini, (*b*) tersinmezlikleri yenmek için tüketilen gücü hesaplayın.

7-66 Sıcak yanma sonu gazları bir turbojet motorunun lülesine 260 kPa basınç, 747 °C sıcaklık ve 80 m/s hızla girmekte, 70 kPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Lülenin adyabatik ve çevrenin 17 °C sıcaklıkta olduğunu kabul ederek, (*a*) çıkış hızını, (*b*) yanma sonu gazlarının kullanılabilirliğindeki azalmayı hesaplayın. Yanma sonu gazları için $k = 1.3$ ve $C_p = 1.15$ kJ/(kg · °C) değerlerini kullanın.

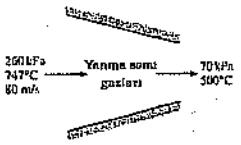
7-67 Buhar türbinlerinde buhar, türbinin döner kanatlarına girmeden önce bir lülede hızlandırılır. Bir buhar türbininde, buhar lüleye 7 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta, 70 m/s hızla girmekte, 5 MPa basınç ve 450 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul ederek, (*a*) buharın lüleden çıkış hızını, (*b*) lülenin adyabatik verimini, (*c*) lüledeki genişleme için tersinmezliği hesaplayın.

7-68 Karbon dioksit, sürekli akışlı bir kompresöre 100 kPa basınç, 300 K sıcaklıkta girmekte ve 600 kPa basınç, 450 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Karbon dioksitin kütle debisi 0.2 kg/s'dir. Tersinmezliklerin olmadığını kabul ederek kompresör için gerekli gücü hesaplayın. Çevre sıcaklığını 25 °C kabul edin. *Çözüm:* –25.5 kW

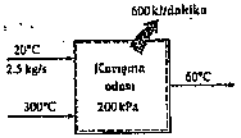
7-69 1.8 kg/s debiyle akan 70 °C sıcaklığındaki su, adyabatik bir karışma odasında 20 °C sıcaklıktaki soğuk suyla karıştırılmaktadır. Karışma odasından çıkan akışın sıcaklığı 55 °C olduğuna göre, (*a*) soğuk suyun debisini, (*b*) adyabatik karışma işlemiyle ilgili tersinmezliği hesaplayın. Karışma işleminin 300 kPa sabit basınçta gerçekleştiğini ve çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul edin.
Çözüm: (*a*) 0.771 kg/s, (*b*) 7.98 kW

7-70 200 kPa basınç ve 20 °C sıcaklıktaki su, sürekli akışlı bir karışma odasında, 200 kPa basınç ve 300 °C sıcaklıktaki kızgın su buharıyla karıştırılarak ısıtılmaktadır. Su karışma odasına 2.5 kg/s debiyle girmektedir. Karışma odasından 25 °C sıcaklıktaki çevre ortama 600 kJ/dakika ısı geçişi olmaktadır. Karışma odasından çıkan akışın basıncı 200 kPa, sıcaklığı 60 °C olduğuna göre, (*a*) kızgın buharın kütle debisini, (*b*) karışma işlemi sırasında gerçekleşmeyen iş potansiyelini hesaplayın.

7-71 Hava, pencere tipi bir iklimlendirme sisteminin buharlaştırıcısına 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta, 6 m^3/dakika hacimsel debiyle girmektedir. Diğer taraftan, soğutucu akışkan-12 buharlaştırıcıya 120 kPa basınçta 0.3 kuruluk derecesinde girmekte, aynı basınçta doymuş buhar olarak çıkmaktadır. Soğutucu akışkan 12'nin debisi 2 kg/dakika'dır. Havanın buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığını ve buharlaştırıcıdaki tersinmezliği, (*a*) 32 °C sıcaklığındaki çevreden buharlaştırıcıya 30 kJ/dakika ısı geçişi olduğunu, (*b*) buharlaştırıcının çevreye karşı yalıtılmış olduğunu kabul ederek hesaplayın.



ŞEKİL P7-66



ŞEKİL P7-70

Zamanla Değişen Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

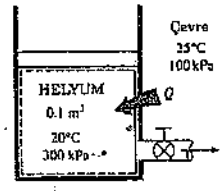
7-72 Sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 1 MPa basınç ve yüzde 100 kuruluk derecesinde soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Kabın hacmi 0.1 m^3'tür. Kap bir vana aracılığıyla içinden 1.4 MPa basınç ve 30 °C sıcaklıkta soğutucu akışkan-12 akan bir boruya bağlanmıştır. Daha sonra vana açılmakta, borudan kaba soğutucu akışkan 12 akmakta ve kap içindeki hal 1.2 MPa basınçta doymuş sıvı olduğu zaman vana kapatılmaktadır. Bu süre içinde soğutucu akışkanla, 50 °C sıcaklıkta ve 100 kPa basınçtaki çevre ortam arasında ısı geçişi olmaktadır. (*a*) Kaba giren soğutucu akışkan kütlesini, (*b*) doldurma işlemi sırasındaki tersinmezliği hesaplayın.

7-73 Sabit hacimli kapalı bir kap başlangıçta 200 °C sıcaklıkta, doymuş sıvı hâlinde suyla doludur. Kabın hacmi 0.4 m^3'tür. Daha sonra kabın altında bulunan bir vana açılarak su kütlesinin yarısı dışarı akıtılmaktadır. Dışarı akan su hep sıvı fazındadır. Bu süre içinde kaba 250 °C sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı geçişi olmakta ve kap içindeki suyun sıcaklığı sabit kalmaktadır. (*a*) Kaba olan ısı geçişini, (*b*) bu açık sistem için tersinir işi ve işlem sırasındaki tersinmezliği hesaplayın. Çevre sıcaklığının 25 °C, basıncının 100 kPa olduğunu kabul edin.
Çözüm: (*a*) 3077 kJ, (*b*) 193.6, 185.6 kJ

7-74 Sabit hacimli yalıtılmış bir kapta başlangıçta 500 kPa basınç ve 52 °C sıcaklıkta hava bulunmaktadır. Kabın hacmi 5 m^3'tür. Daha sonra kaba bağlı olan vana açılmakta ve hava, içerideki basınç 200 kPa oluncaya kadar dışarı akmaktadır. Bu süre içinde kabın içindeki havanın sıcaklığı bir elektrikli ısıtıcıyla sabit tutulmaktadır. Boşaltma işlemi sırasında (*a*) yapılan elektrik işini, (*b*) tersinmezliği hesaplayın. Çevre ortamın sıcaklığının 22 °C olduğunu kabul edin.

7-75 Sabit hacimli kapalı bir kapta 800 kPa basınçta doymuş sıvı-buhar karışımı soğutucu akışkan-12 bulunmaktadır. Kabın hacmi 0.1 m^3'tür. Başlangıçta kapta bulunan soğutucu akışkanın hacimsel olarak yüzde 20'si sıvıdır. Daha sonra kabın altında bulunan bir vana açılarak sıvı dışarı akıtılmaktadır. Bu süre içinde kaba 50 °C sıcaklıkta bir kaynaktan ısı geçişi olmakta ve kabın içindeki basınç sabit kalmaktadır. Vana, kaptaki sıvı tümüyle boşalıp dışarı buhar gelmeye başladığı anda kapatılmaktadır. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul ederek, (*a*) son halde kap içinde kalan kütleyi, (*b*) açık sistem için tersinir işi hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 4.57 kg, (*b*) 6.24 kJ

7-76 Şekil P7-76'da görülen dikey-piston silindir düzeneğinde, başlangıçta 20 °C sıcaklıkta 0.1 m^3 helyum bulunmaktadır. Pistonun kütlesi silindir içindeki basıncın 300 kPa olmasını sağlayacak büyüklüktedir. Daha sonra vana açılmakta ve helyum silindir içindeki hacim başlangıçtakinin yarısı oluncaya kadar dışarı akmaktadır. Helyumla 25 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçtaki çevre arasında olan ısı geçişi sonucu, silindir içindeki helyumun sıcaklığı sabit kalmaktadır. (*a*) İlk halde helyumun en büyük (maksimum) iş potansiyelini, (*b*) işlem sırasındaki tersinmezliği hesaplayın.



ŞEKİL P7-76

7-77 Sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 1 Mpa basınçta doymuş soğutucu akışkan-12 buharı bulunmaktadır. Kabın hacmi 0.2 m^3'tür. Kap bir vanayla içinden 1.4 MPa basınç ve 60 °C sıcaklıkta soğutucu akışkan-12 akan bir boruya bağlanmıştır. Daha sonra vana açılmakta ve kaba soğutucu akışkan-12 akmaktadır. Vana, kap içindeki basınç 1.2 MPa olduğu zaman kapatılmakta ve bu anda kabın içinde hacimsel olarak yüzde 50 doymuş sıvı, yüzde 50 doymuş buhar bulunduğu gözlenmektedir. Bu süre içinde soğutucu akışkanla 25 °C sıcaklıktaki çevre arasında ısı alışverişi olmaktadır. (*a*) Isı geçişini hesaplayın, (*b*) işlem sırasındaki tersinmezliği hesaplayın.

7-78 Yalıtılmış bir dikey piston-silindir düzeneğinde, başlangıçta 12 kg'ı buhar fazında olmak üzere 15 kg su bulunmaktadır. Pistonun kütlesi silindir içindeki basıncın 300 kPa olmasını sağlayacak büyüklüktedir. Silindir bir vana aracılığıyla içinden 1 MPa basınç ve 400 °C sıcaklıkta su buharı akan bir dağıtım hattına bağlanmıştır. Daha sonra vana açılmakta ve silindir içindeki tüm sıvı buharlaşıncaya kadar açık kalmaktadır. Çevre sıcaklığının 25 °C ve basıncının 100 kPa olduğunu kabul ederek, (*a*) silindire giren su buharı kütlesini, (*b*) işlem sırasındaki tersinmezliği hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 12.05 kg, (*b*) 3057 kJ

Genel Tekrar Problemleri

7-79 Bir kış gününde 2m × 2m boyutlarında ve 0.5 cm kalınlığında bir pencere camının iç ve dış yüzeylerinin sıcaklıkları sırasıyla 10 °C ve 3 °C'dir. Camın ısı iletim katsayısı 0.78 W/(m · °C) olduğuna göre, pencereden 5 saatlik bir süre içinde olan ısı geçişini kJ olarak hesaplayın. Ayrıca ısı geçişiyle ilgili tersinmezliği bulun. T_0 = 5 °C alın.

7-80 Bir alüminyum tencerenin tabanı 20 cm çapında ve 0.4 cm kalınlığındadır. Ocaktan tencere içinde kaynayan suya 500 W sürekli ısı geçişi vardır. Tencere tabanının iç yüzey sıcaklığı 105 °C olduğuna göre, (*a*) tencere tabanının dış yüzey sıcaklığını, (*b*) ısıtma işlemiyle ilgili tersinmezliği hesaplayın. Çevre sıcaklığını 25 °C, alüminyumun ısı iletim katsayısını 237 W/(m · K) alın.

7-81 Bir krater gölünün taban alanı 20000 m^2, su derinliği 12 m'dir. Göl tabanının 140 m altında kurulacak bir hidroelektrik santralinin üretebileceği en çok elektrik enerjisini kWh cinsinden hesaplayın. *Çözüm:* 95600 kWh

7-82 Bir soğutma makinesinin ikinci yasa verimi yüzde 60 olup, soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı 260 kJ/dakika'dır. Soğutulan ortam 3 °C, çevre sıcaklığı da 27 °C olduğuna göre, soğutma makinesini çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın. *Çözüm:* 0.60 kW

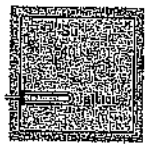
7-83 Birinci ve ikinci yasa bağıntılarını yazıp sadeleştirerek, T_0 sıcaklığındaki çevreyle Q_0, T_R sıcaklığındaki ısıl enerji deposuyla da Q_R miktarında ısı alışverişinde bulunan kapalı sistem için tersinir iş bağıntısını çıkarın. (*İpucu:* Q_0'ı iki denklemi kullanarak yokedin.)

7-84 Birinci ve ikinci yasa bağıntılarını yazıp sadeleştirerek, T_0 sıcaklığındaki çevreyle, Q_0, T_R sıcaklığındaki ısıl enerji deposuyla da Q_R miktarında ısı alışverişinde bulunan sürekli akışlı açık sistem için

tersinir iş bağıntısını çıkarın. (*İpucu:* Q_0'ı iki denklemi kullanarak yokedin.)

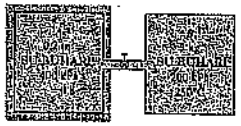
7-85 Birinci ve ikinci yasa bağıntılarını yazıp sadeleştirerek, T_0 sıcaklığındaki çevreyle Q_0, T_R sıcaklığındaki ısıl enerji deposu ile de Q_R miktarında ısı alışverişinde bulunan düzgün akışlı dengeli açık sistem için tersinir iş bağıntısını çıkarın. (*İpucu:* Q_0'ı iki denklemi kullanarak yokedin.)

7-86 Çapı 0.5 cm olan, 50 cm uzunluğunda, 800 W gücünde bir elektrikli ısıtıcı teli, başlangıçta 20 °C sıcaklığında olan 40 kg suya daldırılmıştır. Suyun içinde bulunduğu kabın iyi yalıtıldığını kabul ederek, ısıtıcının suyu 80 °C sıcaklığa getirebilmesi için geçecek süreyi hesaplayın. Bu hal değişimi için tersinir işi ve tersinmezliği kJ cinsinden hesaplayın. T_0 = 20 °C alın.


ŞEKİL P7-86

7-87 Dış çapı 5 cm olan, 10 m uzunluğundaki bir sıcak su borusundan, 5 °C sıcaklıktaki çevre ortama doğal taşınımla ısı geçişi olmaktadır. Borunun dış yüzey sıcaklığı 80 °C, boru yüzeyiyle çevre ortam arasındaki taşınım katsayısı ise 25 W/(m^2 · °C)'dir. Borudan çevreye doğal taşınımla olan ısı geçişini ve ısı geçişi nedeniyle iş yapma olanağındaki veya potansiyelindeki kaybı hesaplayın.

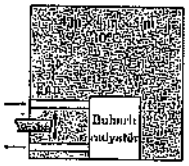
7-88 Sabit hacimli iki kapalı kap, Şekil P7-88'de görüldüğü gibi bir vanayla birleştirilmiştir. *A* kabı yalıtılmış olup, hacmi 0.2 m^3'tür. *A* kabında başlangıçta 400 kPa basınç ve yüzde 80 kuruluk derecesinde su buharı bulunmaktadır. *B* kabı yalıtılmamıştır ve başlangıçta içinde 200 kPa basınç ve 250 °C sıcaklıkta 3 kg su buharı bulunmaktadır. Daha sonra vana açılmakta ve *A* kabından *B* kabına buhar akışı olmaktadır. *A* kabındaki basınç 300 kPa'e düştüğünde vana kapatılmaktadır. Bu süre içinde *B* kabından 0 °C sıcaklıktaki çevreye 600 kJ ısı geçişi olmaktadır. *A* kabında kalan buharın tersinir adyabatik bir hal değişiminden geçtiğini kabul ederek, (*a*) her iki kap içinde son haldeki sıcaklıkları, (*b*) hal değişimi sırasında yitirilen iş potansiyelini hesaplayın.



ŞEKİL P7-88

7-89 Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 150 kPa basınç ve 20 °C sıcaklıkta 0.5 m^3 helyum gazı vardır. Helyum daha sonra politropik bir hal değişimiyle (Pv^n = sabit) 400 kPa basınç ve 140 °C sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Çevre koşullarının 20 °C ve 100 kPa olduğunu kabul ederek, (*a*) tüketilen gerçek yararlı işi, (*b*) sıkıştırma işlemini gerçekleştirmek için gerekli en az yararlı işi hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) +33.4 kJ, (*b*) −31.6 kJ

7-90 4 m × 4 m × 5 m boyutlarında iyi yalıtılmış bir oda başlangıçta 10 °C sıcaklıkta olup, buharlı bir ısıtma sisteminin radyatörüyle ısıtılmaktadır. Radyatörün hacmi 15 L'dir ve başlangıçta 200 kPa basınç ve 200 °C sıcaklıkta kızgın buharla doludur. Daha sonra radyatörün giriş ve çıkış vanaları kapatılmaktadır. 30 dakika sonra radyatörden odaya olan ısı geçişi sonucu radyatör içindeki buhar basıncının 100 kPa'e düştüğü gözlenmektedir. Bu süre içinde 120 W gücünde bir fan oda içindeki hava dolaşımına yardımcı olmaktadır. Hava için oda sıcaklığında sabit ısılar kabul ederek, (*a*) 30 dakika sonunda oda içindeki havanın ortalama sıcaklığını, (*b*) buharın entropi değişimini, (*c*) oda içindeki havanın entropi değişimini, (*d*) ısı geçişi sırasındaki



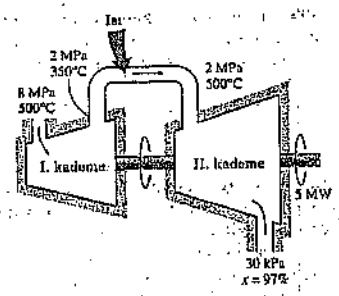
ŞEKİL P7-90

tersinmezliği kJ cinsinden hesaplayın. Oda içindeki basıncın 100 kPa'de sabit kaldığını ve $T_0 = 10$ °C olduğunu kabul edin.

7-91 Güneş enerjisi kullanarak pasif yöntemle ısıtılan bir ev, dış sıcaklığın 3 °C olduğu bir kış gecesinde 10 saat süreyle 22 °C sıcaklıkta tutulmak istenmektedir. Bu koşullarda evin ısı kaybı 50000 kJ/h olmaktadır. Gündüz güneş enerjisiyle 80 °C sıcaklığa ısıtılan ve herbiri 20 L su alan 50 cam kavanoz gece evi ısıtmak için kullanılmaktadır. Ayrıca termostat kontrollü, 15 kW gücünde bir elektrikli ısıtıcı da, gerektiğinde devreye girerek evin iç sıcaklığının 22 °C'nin altına düşmesini önlemektedir. (*a*) Belirtilen gecede elektrikli ısıtıcının ne kadar süre çalıştığını, (*b*) tersinmezliği, (*c*) tersinir işi hesaplayın.

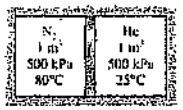
7-92 Su buharı, iki kademeli adyabatik bir türbine 7 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta, 15 kg/s debiyle girmektedir. Buhar birinci kademenin sonunda 1 MPa basınca genişledikten sonra, buharın kütlesel olarak yüzde onu başka amaçlarla kullanılmak üzere ayrılmakta, geri kalan kısmıysa ikinci kademede 50 kPa basınca kadar genişlemektedir. Türbinin adyabatik veriminin yüzde 88 olduğunu gözönüne alarak, tersinmezliklerden dolayı türbinin güç potansiyelindeki azalmayı hesaplayın. Çevre sıcaklığını 25 °C kabul edin.

7-93 Su buharı, iki kademeli adyabatik bir türbinin birinci kademesine 8 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmekte, 2 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Birinci kademeden çıkan buhar sabit basınçta yeniden 500 °C sıcaklığa ısıtılmakta ve daha sonra ikinci kademede 30 kPa basınç ve yüzde 97 kuruluk derecesine genişlemektedir. Türbinin gücü 5 MW'tır. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul ederek, bu türbin için tersinir işi ve tersinmezliği hesaplayın.
Çözüm: 5463 kW, 463 kW

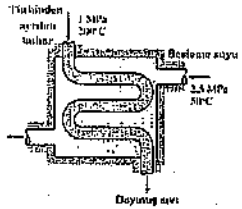


ŞEKİL P7-93

7-94 80 °C sıcaklığında bir ton (1000 kg) su, başlangıçta 22 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta olan 4 m × 5 m × 6m boyutlarında iyi yalıtılmış ve sızdırmazlığı sağlanmış bir odaya bırakılmaktadır. Hava ve su için oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek, (*a*) odanın son haldeki denge sıcaklığını, (*b*) tersinmezliği, (*c*) bu hal değişimi için tersinir işi (kJ) hesaplayın. Çevre sıcaklığını 15 °C alın.



ŞEKİL P7-95



ŞEKİL P7-98

ŞEKİL P7-100

7-95 Serbest hareket edebilen fakat sızdırmaz olan bir pistonla iki bölmeye ayrılmış, yalıtılmış yatay bir silindir düşünün (Şekil P7-95). Başlangıçta pistonun bir tarafında 500 kPa basınç ve 80 °C sıcaklıkta 1 m^3 azot (N_2) gazı, diğer tarafında ise 500 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta 1 m^3 helyum (He) gazı bulunmaktadır. Daha sonra piston aracılığıyla olan ısı geçişi sonucu silindir içinde ısıl denge kurulmaktadır. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek, (*a*) son halde silindir içindeki denge sıcaklığını, (*b*) bu hal değişimi sırasında yitirilen iş yapma olanağını (potansiyelini) hesaplayın. Piston hareket edemez olsaydı sonuç ne olurdu? Çevre sıcaklığını 25 °C kabul edin.

7-96 Yukarıdaki problemi, pistonun bakırdan yapıldığını, kütlesinin 5 kg olduğunu ve başlangıçta iki bölmedeki gazların ortalama sıcaklığında bulunduğunu kabul ederek çözün.

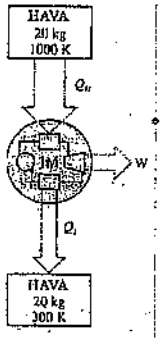
7-97 Argon gazı adyabatik bir türbine 800 °C sıcaklık ve 1.5 MPa basınçta 20 kg/dakika debiyle girmekte, 200 kPa basınca genişlemektedir. Türbinin gücü 90 kW olduğuna göre, türbinin (*a*) adyabatik verimini, (*b*) ikinci yasa verimini hesaplayın. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul edin. *Çözüm:* (*a*) yüzde 87.4, (*b*) yüzde 92.3

7-98 Buharlı güç santrallerinde, kazan besleme suyu, türbinden belirli noktalarda ayrılan buharla, besleme suyu ısıtıcısı adı verilen ısı değiştiricilerinde ısıtılır. Bu tür bir besleme suyu ısıtıcısında, buhar ısıtıcıya 1 MPa basınç ve 200 °C sıcaklıkta girmekte, aynı basınçta doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. Kazan besleme suyu ise ısıtıcıya 2.5 MPa basınç ve 50 °C sıcaklıkta girmekte, buharın çıkış sıcaklığının 10 °C altında bir sıcaklıkta çıkmaktadır. Isıtıcıdan çevreye olan ısı geçişini gözardı ederek, (*a*) türbinden ayrılan buhar debisinin, kazan besleme suyu debisine oranını, (*b*) kazan besleme suyunun birim kütlesi için açık sistemin tersinir işini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.247, (*b*) 63.5 kJ/kg

7-99 Yalıtılmış bir kapta bulunan 20 °C sıcaklığında 1 ton (1000 kg) suyu soğutmak için, kaba −5 °C sıcaklığında 80 kg buz atılmaktadır. (*a*) Son halde kaptaki denge sıcaklığını, (*b*) hal değişimi sırasındaki tersinmezliği hesaplayın. Atmosfer basıncında buzun erime sıcaklığı ve erime ısısı, sırasıyla, 0 °C ve 333.7 kJ/kg'dır. Çevre sıcaklığını 25 °C alın.

7-100 100 kPa basınç ve 17 °C çevre koşullarında bulunan, 5 L hacminde tümüyle boşaltılmış (vakum) bir kavanoz düşünün. Daha sonra kavanozun üzerinde bulunan bir vana açılarak, havanın kavanoza girmesi sağlanmaktadır. Kavanoza giren hava belirli bir süre sonra ısı alışverişi sonucu çevreyle ısıl dengeye gelmektedir. Vana açık tutulduğu için kavanoz içindeki havayla çevre hava arasında mekanik denge de oluşmaktadır. Bu doldurma işlemi sırasında çevreyle olan net ısı alışverişini ve tersinmezliği hesaplayın.

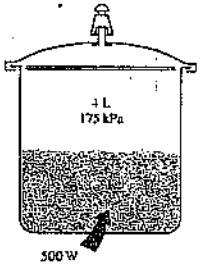
7-101 Sabit hacimli iki kaptan birinde 1000 K sıcaklığında, diğerinde ise 300 K sıcaklığında 20'şer kg hava bulunmaktadır. İki kap arasına yerleştirilen bir ısı makinesi, yüksek sıcaklıktaki kaptan ısı alarak iş yapmakta ve düşük sıcaklıktaki kaba ısı vermektedir. Bu ısı makinesi tarafından yapılabilecek en çok işi ve kapların son haldeki sıcaklıklarını hesaplayın. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alın.



ŞEKİL P7-101

7-102 İçlerindeki basınç sabit tutulan iki kaptan birinde 1000 K sıcaklığında, diğerinde ise 300 K sıcaklığında 20'şer kg hava bulunmaktadır. İki kap arasına yerleştirilen bir ısı makinesi, yüksek sıcaklıktaki kaptan ısı alarak iş yapmakta ve düşük sıcaklıktaki kaba ısı vermektedir. Bu ısı makinesi tarafından yapılabilecek en çok işi ve kapların son haldeki sıcaklıklarını hesaplayın. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alın.

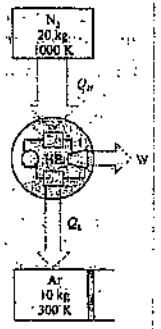
7-103 4 L hacminde bir düdüklü tencerenin çalışma basıncı 175 kPa'dır. Başlangıçta düdüklü tencerenin yarısı hacimsel olarak sıvı su, diğer yarısıysa su buharıyla doludur. Tencere daha sonra 500 W gücünde bir elektrik ocağının üzerine konmakta ve yarım saat süreyle ısıtılmaktadır. Çevre sıcaklığının 25 °C, basıncının 100 kPa olduğunu kabul ederek, (*a*) son halde kap içinde kalan suyu, (*b*) elektrik enerjisinin ısı enerjisine dönüştüğünü de içinde olmak üzere tüm pişirme işlemiyle ilgili tersinmezliği hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 1.487 kg, (*b*) 690 kJ



ŞEKİL P7-103

7-104 Yukarıdaki problemde düdüklü tenceraye ısı elektrikli ocaktan değil de 180 °C sıcaklığındaki bir ısı kaynağından verilmiş olsaydı, sonuçlar ne olurdu?

7-105 İçinde 1000 K sıcaklıkta 20 kg azot bulunan sabit hacimli kapalı bir kaplı içinde 300 K sıcaklıkta ve sabit basınçta 10 kg argon bulunan



ŞEKİL P7-105

bir silindir düşünün. Kaplı silindir arasına yerleştirilen bir ısı makinesi, yüksek sıcaklıktaki kaptan ısı alarak iş yapmakta ve düşük sıcaklıktaki silindire ısı vermektedir. Bu ısı makinesi tarafından yapılabilecek en çok işi ve azotla argonun son haldeki sıcaklıklarını hesaplayın. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alın.

7-106 Her birinde 20 kg hava bulunan, sabit hacimli kapalı bir kabın sıcaklığı 800 K, sabit basınçlı bir silindirin sıcaklığı da 290 K'dir. Kaplı silindir arasına yerleştirilen bir ısı makinesi, yüksek sıcaklıktaki kaptan ısı alarak iş yapmakta ve düşük sıcaklıktaki silindire ısı vermektedir. Bu ısı makinesi tarafından yapılabilecek en çok işi ve kapların son haldeki sıcaklıklarını hesaplayın. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alın.

7-107 Kapalı bir sistemin kullanılabilirliği eksi olabilir mi? Akış kullanılabilirliği eksi olabilir mi? Sıkıştırılamaz bir maddeyi örnek alarak açıklayın.

7-108 T_H sıcaklığındaki bir kaynaktan Q_H miktarında ısı alan ve T_L sıcaklığındaki ısıl enerji deposuna Q_L miktarında ısı verirken W miktarında iş yapan bir ısı makinesi düşünün. Isı makinesi T_L'den daha düşük bir T_0 sıcaklığındaki ortamda çalışmaktadır. Bu makinenin ikinci yasa verimi için bir bağıntı elde edin.

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

7-109 İkinci yasa verimi kavramı, bir sistemin etkinliğiyle aynı koşullarda olabilecek en iyisini karşılaştırmaya dayanır. Bu kavram teknik olmayan alanlara da uygulanabilir. Örneğin, düşüncelerini sözle veya yazıyla ifade eden bir kişinin ikinci yasa verimi, bir düşünceyi ifade etmek için gerekli en az kelime sayısının, kullanılan gerçek kelime sayısına oranı olarak tanımlanabilir. Bu bölümde sözü edilenler dışında, ikinci yasa verimini tanımlayabileceğiniz ve teknik olmayan beş alan belirleyin.

7-110 Yaşadığınız kentin yakınında bulunan bir güç santrali hakkında aşağıda belirtilen bilgileri toplayın: santralin net gücü, kullanılan yakıt türü ve bir yıllık kullanım miktarı, pompa, fan ve diğer yardımcı makinelerin tükettikleri güç, baca kayıpları, çeşitli noktalardaki sıcaklıklar ve yoğuşturucuda birim zamanda atılan ısı. Bunları ve diğer gerekli bilgileri kullanarak güç santralindeki tersinmezlikleri hesaplayın.

7-111 Son 24 saat içinde yaptığınız işleri sıralayın ve bu süre içinde yapabileceklerinizle karşılaştırın. Bu karşılaştırmanın sayısal sonuçları ikinci yasa verimi olarak tanımlanabilir. Yapabileceğiniz her şeyi yaptığınızı ve doğru yaptığınızı düşünüyorsanız, "dolu" bir gün yaşadığınızı ve ikinci yasa veriminin yüzde 100 olduğunu söyleyebilir misiniz? Son 24 saat içinde ikinci yasa veriminiz ne oldu?

7-112 İnsanlar en yetenekli canlılardır. İnsanların fiziksel, zihinsel (entellektüel), duygusal ve ruhsal potansiyelleri veya kullanılabilirlikleri çok yüksektir. Fakat birçok insan kullanılabilirliğinin çok azından yararlanır ve geri kalanının boşa gitmesine izin verir. Deneyimlerinize dayanarak, 24 saat içinde fiziksel, zihinsel, duygusal ve ruhsal kullanı-

labilirliğin zamanla değişimini gösteren dört grafik çizin. Grafikler üzerinde 24 saat içinde belirtilen kullanılabilirliklerden ne kadar yararlandığınızı da gösterin. Bu grafiklere bakarak, yaşamınızı değerlendirdiğinize veya boşa harcadığınıza karar verin. Sizce kullanılabilirliğin yararlandığınız bölümü nasıl artırılabilir?

7-113 Günde 4 saat derse giren, 4 saat de kitaplıkta çalışan bir mühendislik öğrencisi düşünün. Bir mühendislik öğrencisinin günlük işlerini gözönünde bulundurarak, bu öğrenci için, tersinmezliklerin en aza indirildiği 24 saatlik bir iş (etkinlik) çizelgesi hazırlayın.

7-114 Doğal gaz, elektrik ve ısı pompası kullanan ısıtma sistemlerini karşılaştırın. Verilen bir ısıtma yükü için, bu sistemlerden hangisi ısıtmayı en az tersinmezlikle gerçekleştirir? Açıklayın.

7-115 Evlerde kullanılan sıcak su sistemlerinde tersinmezlikler oldukça yüksek düzeydedir. Buna bağlı olarak da bu sistemlerin ikinci yasa verimleri düşüktür. Bir sıcak su sisteminde, su ortalama 15 °C sıcaklıktan 60 °C sıcaklığa ısıtılır ve kullanım sırasında soğuk suyla karıştırılarak sıcaklığı 45 °C veya daha aza düşürülür. Su daha sonra yaklaşık olarak kullanım sıcaklığında atılır. Evlerde yaygın olarak kullanılan bir sıcak su sisteminden yola çıkarak, tersinmezliklerin azaltıldığı bir sıcak su sistemi tasarlayın. Tasarımının genel bir çizimini de yapın.

Gaz Akışkanlı Güç Çevrimleri

8

Termodinamiğin iki önemli uygulama alanı güç üretimi ve soğutmadır. Gerek güç üretimi gerek soğutma bir termodinamik çevrime göre çalışan sistemler tarafından gerçekleştirilir. Termodinamik çevrimler iki kümeye ayrılabilir. Bunlardan birincisi olan *güç çevrimleri* bu ve bundan sonraki bölümde incelenecektir. İkincisi olan *soğutma çevrimleri* ise 10. Bölümde ele alınmıştır.

Net güç üreten makineler veya sistemler genellikle *motor* veya *güç santrali* diye adlandırılır. Bunların dayandıkları termodinamik çevrimler ise *güç çevrimleri* diye bilinir. Soğutma amacına yönelik makine veya sistemler ise *soğutucu, buzdolabı, iklimlendirme (iklima) cihazı, ısı pompası* diye adlandırılır ve dayandıkları termodinamik çevrimler, soğutma çevrimleri diye bilinir.

Termodinamik çevrimler, çevrimde dolaşan akışkanın (aracı akışkanın) fazına göre de sınıflandırılabilir. Gaz akışkanlı çevrimlerde, aracı akışkan çevrim boyunca gaz fazında kalır. Buharlı çevrimlerde ise aracı akışkan çevrimin bir bölümünde buhar fazında, bir bölümünde sıvı fazındadır.

Termodinamik çevrimler *açık* ve *kapalı çevrimler* olarak da sınıflandırılabilir. Kapalı çevrimlerde, aracı akışkan çevrimin sonunda ilk haline döner ve dolaşımda kalır. Örnek olarak buharlı bir güç santralindeki buhar (su) verilebilir. Açık çevrimlerde, aracı akışkan dolaşımda kalmak yerine her çevrim sonunda yenilenir. Otomobil motorları örnek alınırsa, çevrim sonunda atılan yanma sonu gazlarının yerini, taze yakıt hava karışımı alır. Böylece motorda mekanik bir çevrim gerçekleşse de, aracı akışkan tam bir termodinamik çevrimden geçmez.

Isı makineleri, ısının aracı akışkana nasıl verildiğine bağlı olarak *içten yanmalı* ve *dıştan yanmalı motorlar* olarak ikiye ayrılırlar. Dıştan

yanmalı motorlarda (örneğin bir buharlı güç santrali) aracı akışkana verilen enerji, kazan, yeraltı sıcak suyu, nükleer reaktör veya güneş gibi bir dış kaynaktan sağlanır. İçten yanmalı motorlardaysa (örneğin otomobil motoru) enerji sistem sınırları içinde yakıtın yanmasıyla aracı akışkana verilir. Bu bölümde, gaz akışkanlı çevrimler, bazı basitleştirici kabuller altında çözümlenecektir.

8.1 ■ GÜÇ ÇEVRİMLERİNİN ÇÖZÜMLEMESİ İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR

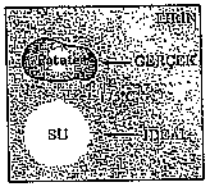
Güç üreten makinelerin büyük çoğunluğu bir termodinamik çevrime dayanır, bu nedenle güç çevrimlerinin incelenmesi termodinamiğin önemli bir alanını oluşturur. Gerçek ısı makinelerinde karşılaşılan çevrimlerin çözümlemesini yapmak zordur, çünkü sürtünme, denge haline ulaşmak için yeterince zaman olmaması ve benzeri nedenleri gözönüne almak gerekir. Bir çevrimin analitik çözümlemesini yapabilmek için zorluklar altedilebilecek bir düzeye indirilir; başka bir deyişle, bazı kabuller yapılır (Şekil 8-1). Gerçek çevrim, içten tersinmezliklerden ve diğer karmaşıklıklardan arındırıldığı zaman, gerçek çevrime benzeyen, fakat tümüyle içten tersinir hal değişimlerinden oluşan bir çevrim elde edilir. Böyle bir çevrim, ideal çevrim diye adlandırılır (Şekil 8-2).

Basitleştirilmiş ideal model mühendislere, temel parametrelerin çevrim üzerindeki etkilerini, ayrıntılar içinde kaybolmadan inceleme olanağını verir. Bu bölümde incelenecek olan çevrimler bir ölçüde ideal çevrimlerdir, fakat yerini aldıkları gerçek çevrimlerin genel özelliklerini taşırlar. İdeal çevrimlerin incelenmesi sonunda varılacak olan sonuçlar, çoğu kez gerçek çevrimlere de uygulanabilir. Örnek olarak, kıvılcım ateşlemeli otomobil motorları için ideal çevrim olan Otto çevrimini ele alalım. Gerçek otomobil motorlarında olduğu gibi, Otto çevriminde de sıkıştırma oranı arttıkça çevrimin ısıl verimi artar. İdeal çevrimin çözümlemesinden elde edilen sayısal sonuçlar, gerçek çevrimde karşılaşılan değerleri yansıtmayabilir, bu bakımdan sonuçların yorumlanmasında dikkatli olmak gerekir (Şekil 8-3). Uygulamada kullanılan değişik güç çevrimleri için bu bölümde sunulan basitleştirilmiş çözümleme, daha ayrıntılı bir çözümleme için başlangıç noktası oluşturabilir.

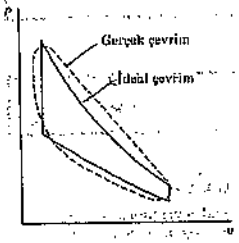
Isı makineleri diğer enerji biçimlerini (genellikle ısı) işe dönüştürmek için tasarlanmışlardır. Bu makinelerin çalışmaları, ısıl verim η_{th} ile değerlendirilir. Isıl verim, makineden elde edilen net işin makineye giren veya sağlanan ısıya oranıdır:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_g} \quad \text{veya} \quad \eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} \qquad (8\text{-}1a,b)$$

Carnot çevrimi gibi tümden tersinir bir çevrimin ısıl veriminin, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan diğer ısı makinelerinin ısıl verimlerinden daha büyük olduğu 6. Bölümde belirtilmişti. Başka bir deyişle, Carnot çevriminden daha yüksek verime sahip bir çevrim tasarlanamaz. Bu durumda doğal olarak şu soru akla gelir: Eğer Carnot çevrimi en iyi çevrimse, ısı makineleri için Carnot çevriminin *ideal* çevrim olarak alınması gerekmez mi? Bu sorunun yanıtı uygulamayla ilgilidir. Uygulamada gerçekleşen çevrimler Carnot çevriminden önemli ölçüde farklılıklar gösterir. Bu nedenle Carnot çevrimi gerçekçi bir model olamaz. Bu bölümde incelenecek olan her ideal çevrim belirli bir motorla ilgilidir ve bu motordaki gerçek çevrimin kuramsal bir benzeridir.



ŞEKİL 8-1
Modelleme, hassaslıktan biraz ödün vererek problemin anlaşılmasını ve çözümlenmesini büyük ölçüde kolaylaştıran bir mühendislik yaklaşımıdır.



ŞEKİL 8-2
Kabuller ve benzetimler yaparak, birçok karmaşık sistemi, çözümlenebilir düzeyde kolaylaştırmak olanaklıdır.

ŞEKİL 8-3
İdeal çevrimlerden elde edilen sonuçları yorumlarken dikkatli olmak gerekir.

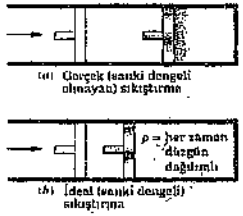
İdeal çevrimler *içten tersinir*dir, fakat Carnot çevriminden farklı olarak dıştan tersinir olmayabilirler. Başka bir deyişle, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi gibi, sistem sınırlarının dışında olan tersinmezlikler varolabilir. Buna bağlı olarak da ideal çevrimin ısıl verimi genellikle, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tümden tersinir bir çevrimin ısıl verimiden daha düşüktür. Bununla birlikte, gerçek çevrimle karşılaştırıldığında, ideal çevrimin veriminin çok daha yüksek olduğu görülür.

Güç çevrimlerinin çözümlemesinde yapılan basitleştirmeler ve kabuller aşağıda kısaca verilmiştir:

1 Çevrimde sürtünme yoktur. Bu nedenle aracı akışkan borulardan veya ısı değiştiricilerinden geçerken basıncı düşmez.

2 Sıkıştırmaların ve genişlemelerin olduğu hal değişimleri *sanki-dengeli* bir biçimde gerçekleşir (Şekil 8-4).

3 Sistemin elemanlarını birleştiren borular iyice yahtılmıştır ve bunlardan olan ısı geçişi gözardı edilebilir.

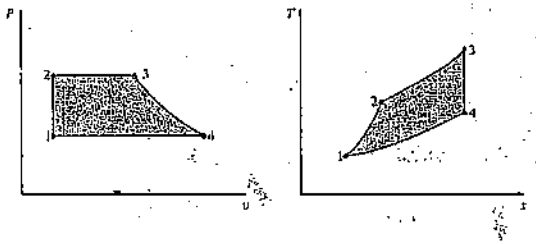


ŞEKİL 8-4
İdeal çevrimlerdeki tüm sıkıştırma ve genişleme işlemleri sanki-dengeli veya içten tersinirdir.

Güç çevrimlerinin çözümlemesinde aracı akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri genellikle ihmal edilir. Bu gerçekçi bir kabuldür, çünkü türbin, kompresör, pompa gibi sistemlerde, enerjinin korunumu denklemindeki kinetik ve potansiyel enerji terimleri, diğer terimlere oranla çok küçüktür. Yoğuşturucu, kazan, karışma odaları gibi sistemlerde akışkan hızları küçüktür ve akışkanın hızı pek değişmez. Bu da kinetik enerji değişimlerini ihmal etmek için bir başka nedendir. Kinetik enerji değişimlerinin önemli olduğu sistemler, akışkan hızında büyük değişikliklerin amaçlandığı lüle ve yayıcılardır.

Daha önceki bölümlerde, termodinamik çözümlemeyi kolaylaştırmak amacıyla *P-v* ve *T-s* diyagramları gibi özellik diyagramlarından yararlanılmıştı. Bir çevrimi oluşturan hal değişimleri *P-v* ve *T-s* diyagramlarında çizildiği zaman, hal değişimlerini gösteren eğrilerin çevrelediği alan, çevrimin net işini simgeler (Şekil 8-5). Bu aynı zamanda çevrimin net ısı alışverişine de eşittir. Özellikle *T-s* diyagramı ideal güç çevrimlerini gözönüne getirebilmek için çok yararlıdır. İdeal bir güç çevriminde içten tersinmezlikler yoktur, bu bakımdan aracı akışkanın entropisi sadece ısı geçişi sonucu değişebilir.

T-s diyagramında, *sisteme ısı geçişinin* olduğu hal değişimi entropinin arttığı yönde, *sistemden ısı geçişinin* olduğu hal değişimi ise entropinin azaldığı yöndedir. *İzantropik*, başka bir deyişle içten tersinir ve adyabatik hal değişimi için entropi sabittir. *T-s* diyagramında, hal değişimi eğrisinin altında kalan alan, hal değişimi sırasındaki ısı geçişini gösterir. Sisteme ısı geçişinin olduğu hal değişiminin *T-s* diyagramındaki eğrisi altında kalan alan, sisteme giren toplam ısının (q_g) geomet-



ŞEKİL 8-5
P-v ve *T-s* diyagramlarında, hal değişimi eğrilerinin çevrelediği alan net işi gösterir.

rik ölçüsüdür. Benzer biçimde, sistemden ısı geçişinin olduğu hal değişiminin *T-s* diyagramındaki eğrisi altında kalan alan, sistemden çıkan toplam ısının ($q_ç$) geometrik ölçüsüdür. Bu iki alan arasındaki fark, başka bir deyişle hal değişimi eğrilerinin çevrelediği alan, çevrimin net ısı alışverişini ve net işini gösterir. Bu nedenle, *T-s* diyagramında, çevrimin hal değişimi eğrilerinin içinde kalan alanın sisteme ısı geçişini gösteren hal değişimi eğrisinin altında kalan alana oranı, çevrimin ısıl verimini ifade eder. *Bu iki alanın oranını arttıracak herhangi bir değişiklik, çevrimin ısıl verimini de arttıracaktır.*

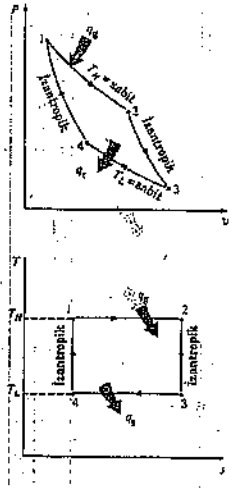
İdeal bir güç çevriminin aracı akışkanı kapalı bir çevrimde dolaşır, fakat çevrimi oluşturan hal değişimleri, çevrimin ilgili olduğu ısı makinesine göre farklıdır. Buharlı güç santrallerinin ideal çevrimi olan Rankine çevriminde, aracı akışkan türbin, yoğuşturucu gibi bir dizi sürekli akışlı açık sistemden geçerek çevrimi tamamlar. Otomobil motorları için ideal çevrim olan Otto çevrimindeyse kapalı bir sistem sözkonusudur, aracı akışkan bir piston-silindir düzeneğinde dönüşümlü olarak sıkıştırılır ve genişler. Bu bakımdan Rankine çevriminin çözümlemesinde açık sistemlerle ilgili denklemler, Otto çevriminin çözümlemesinde kapalı sistemlerle ilgili denklemler kullanılır.

8-2 ■ CARNOT ÇEVRİMİ VE MÜHENDİSLİKTEKİ ÖNEMİ

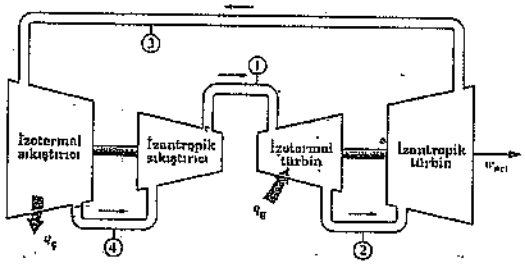
5. Bölümde incelenen Carnot çevrimi, dört tümden tersinir hal değişiminden oluşur: sisteme izotermal (sabit sıcaklıkta) ısı geçişi, izantropik (sabit entropide) genişleme, sistemden izotermal ısı geçişi ve izantropik sıkıştırma. Carnot çevriminin *P-v* ve *T-s* diyagramları Şekil 8-6'da gösterilmiştir. Carnot çevrimi, bir piston-silindir düzeneği aracılığıyla kapalı bir sistemde veya iki türbin, iki de kompresör kullanarak açık bir sistemde gerçekleştirilebilir (Şekil 8-7). Aracı akışkan olarak gaz veya buhar kullanılabilir. Carnot çevrimi T_H ve T_L sıcaklıklarında bulunan iki ısıl enerji deposu arasında gerçekleşebilecek en yüksek verimli çevrimdir. Carnot çevriminin verimi aşağıda gösterilmiştir:

$$\eta_{th,\,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \qquad (8\text{-}2)$$

Tersinir izotermal ısı geçişinin uygulamada gerçekleştirilmesi çok zordur, çünkü büyük ısı değiştiricileri ve uzun sürelere gerek vardır. Oysa motorlarda çevrim çok kısa bir sürede gerçekleşir. Bu nedenle Carnot çevrimi uygulanamaz.



ŞEKİL 8-6
Carnot çevriminin *P-v* ve *T-s* diyagramları.



ŞEKİL 8-7
Sürekli akışlı bir Carnot makinesi.

Carnot çevriminin önemi, gerçek veya diğer ideal çevrimlerin karşılaştırılacağı bir standart oluşturmasıdır. Carnot çevriminin verimi sadece, ısı alıp verdiği ısıl enerji depolarının sıcaklıklarının fonksiyonudur. Carnot çevriminin verimini ifade eden 8-2 numaralı denklem, hem ideal hem de gerçek çevrimler için geçerli olan önemli bir olguyu vurgular: *Isıl verim, sisteme ısı verilen ortalama sıcaklık yükseldikçe veya sistemden ısı atılan ortalama sıcaklık düşürüldükçe artar.*

Çevrime ısı verilen veya çevrimden ısı atılan sıcaklıkların uygulamada sınırları vardır. Çevrimin en yüksek sıcaklığı, piston, türbin kanadı gibi motor parçalarının yapıldıkları malzemelerin dayanabildikleri sıcaklıklarla, en düşük sıcaklığı da göl, akarsu, atmosferik hava gibi ısı verilen ortamların sıcaklığıyla sınırlıdır.

ÖRNEK 8-1

T_H ve T_L sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevriminin veriminin sadece bu sıcaklıkların fonksiyonu olduğunu ve 8-2 numaralı denklemle verildiğini gösterin.

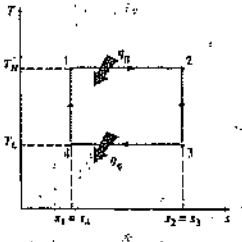
Çözüm Carnot çevriminin *T-s* diyagramı Şekil 8-8'de yeniden çizilmiştir. Carnot çevrimini oluşturan tüm hal değişimleri tersinirdir, bu nedenle hal değişimiyle ilgili eğrinin altında kalan alan, o hal değişimi sırasındaki ısı geçişini gösterir. 1-2 hal değişimi sırasında sisteme ısı geçişi olmaktadır, 3-4 hal değişimi sırasında da sistemden ısı geçişi olmaktadır. Böylece çevrime verilen (q_g) ve çevrimden atılan ($q_ç$) ısılar aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$q_g = T_H(s_2 - s_1) \quad \text{ve} \quad q_ç = T_L(s_3 - s_4) = T_L(s_2 - s_1)$$

2-3 ve 4-1 hal değişimleri izantropik olduğu için $s_2 = s_3$ ve $s_4 = s_1$ olmaktadır. Bu bağıntılar 8-1b numaralı denklemde yerlerine konursa,

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{T_L(s_2 - s_1)}{T_H(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

elde edilir. Gösterilmek istenen sonuç budur. Dikkat edilirse Carnot çevriminin verimi, kullanılan akışkana (gaz, buhar) veya çevrimin ne tür bir sistemde (kapalı, açık) gerçekleştiğine bağlı değildir.



ŞEKİL 8-8
Örnek 8-1'in *T-s* diyagramı.

8-3 ■ HAVA STANDARDI KABULLERİ

Gaz akışkanlı güç çevrimlerinde, aracı akışkan çevrim boyunca gaz fazında kalır. Otomobil motorları, dizel motorları ve gaz türbinleri, gaz akışkanlı güç çevrimleriyle çalışan makinelerdir. Bu motorların tümünde, çevrime verilen enerji, bir yakıtın sistem sınırları içinde yakılmasıyla sağlanır. Bu nedenle, *içten yanmalı motorlar* diye bilinirler. Yanma işleminden dolayı aracı akışkanın bileşimi, çevrim sırasında hava-yakıt karışımından, yanma sonu gazlarına kadar bir değişim gösterir. Bununla birlikte, havanın ağırlıklı olarak, yanma odasında kimyasal reaksiyonlara katılmayan azottan oluşması, aracı akışkanın çevrim boyunca havaya yakından benzemesine neden olur.

İçten yanmalı motorlarda mekanik bir çevrim vardır, örneğin otomobil motorunda piston bir devir sonunda yeniden başlangıç konumuna döner. Fakat aracı akışkan tam bir termodinamik çevrimden geçmez. Başka bir deyişle, belirli aralıklarla yeniden ilk haline dönmez. İlk haline dönmek yerine çevrimin belirli bir aşamasında egzos gazı olarak dışarı atılır. Tüm içten yanmalı motorlar açık çevrime göre çalışırlar.

Gerçek gaz akışkanlı güç çevrimleri karmaşıktır. Çözümlemeyi hesapların kolaylıkla yapılabileceği bir düzeye getirmek için, aşağıda sıralanan ve **hava standardı kabulleri** diye bilinen basitleştirmeler yapılır:

1 Aracı akışkan, mükemmel bir gaz kabul edilen ve sürekli olarak kapalı bir çevrimde dolaşan havadır.

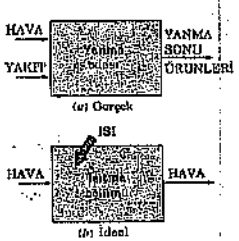
2 Çevrimi oluşturan hal değişimlerinin tümü içten tersinirdir.

3 Yanma işleminin yerini, dış kaynaktan ısı geçişi alır (Şekil 8-9).

4 Egzos işleminin yerini, aracı akışkanın ilk haline dönmesini sağlayan çevrimden ısı geçişi (atılması) alır.

Çözümlemeyi kolaylaştırmak için genellikle yapılan bir başka kabul de, havanın özgül ısılarının *oda sıcaklığındaki* (25 °C veya 77 °F) değerlerinde sabit kaldığıdır. Bu kabul yapıldığı zaman, kabuller **soğuk hava standardı kabulleri** diye adlandırılır. Hava standardı kabullerinin uygulandığı çevrime **ideal hava çevrimi** adı verilir.

Yukarıda ortaya konan hava standardı kabulleri, çevrimlerin çözümlemesini büyük ölçüde kolaylaştırır, fakat gerçek çevrimlerden önemli sapmalara yol açmaz. Kurulan bu basit model, temel parametrelerin motorların davranışları üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelememizi sağlar.

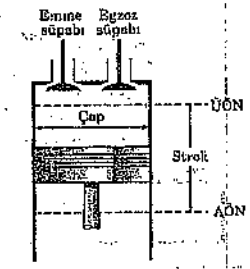


ŞEKİL 8-9
İdeal çevrimlerde, yanma işleminin yerini ısı geçişi alır.

8-4 ■ PİSTONLU MOTORLARA GENEL BİR BAKIŞ

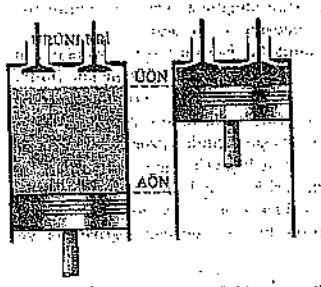
Basit yapısına karşın, pistonlu motor (temelde bir piston-silindir düzeneği), çok geniş bir uygulama alanı olan ender buluşlardan biridir. Pistonlu motorlar, otomobiller, kamyonlar, küçük uçaklar, gemiler, bazı elektrik santralleri ve diğer birçok uygulama için güç sağlar.

Pistonlu bir motorun genel görünümü Şekil 8-10'da verilmiştir. Piston, silindir içinde belirli iki konum arasında aşağı yukarı hareket eder. Bu konumlar üst ölü nokta (ÜÖN) ve alt ölü nokta (AÖN) diye adlandırılır. Piston üst ölü noktadayken, silindir içindeki hacim en küçük değerinde, piston alt ölü noktadayken silindir içindeki hacim en büyük değerinde olur. ÜÖN ile AÖN arasındaki uzunluk, pistonun bir yönde gidebileceği en uzun aralıktır ve motorun **strok**u olarak adlandırılır. Motoru belirleyen parametrelerden biri de pistonun çapıdır. Hava veya hava-yakıt karışımı silindire emme süpabından girer ve yanma sonu gazları egzoz süpabından dışarı atılır.



ŞEKİL 8-10
Pistonlu motorlarla ilgili tanımlar.

Piston üst ölü noktadayken silindirin içindeki hacim ölü hacim diye bilinir (Şekil 8-11). Piston AÖN'dan ÜÖN'ya giderken taranan silindir hacmi **strok hacmi** diye adlandırılır. Silindir içindeki en büyük hacmin (V_{maks}) en küçük hacme (V_{min}) oranı motorun **sıkıştırma oranı** r'dir:



ŞEKİL 8-11
Pistonlu bir motor için ölü hacim ve strok hacmi.

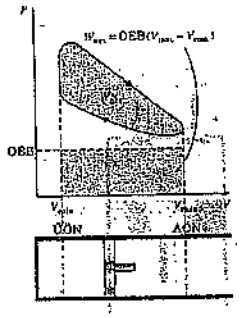
$$r = \frac{V_{maks}}{V_{min}} = \frac{V_{AÖN}}{V_{ÜÖN}} \qquad (8\text{-}3)$$

Sıkıştırma oranının *hacimlerin oranı* olduğu ve basınç oranıyla karıştırılmaması vurgulanmalıdır.

Pistonlu motorlarla ilgili olarak sıkça kullanılan bir başka terim de **ortalama efektif basınçtır** (OEB). Ortalama efektif basınç, çevrim sırasında motordan elde edilen net işi sağlamak için pistona bir strok boyunca uygulanması gereken basınçtır (Şekil 8-12). Matematiksel anlatımla OEB şöyle yazılabilir:

$$W_{net} = \text{OEB} \times \text{piston alanı} \times \text{strok} = \text{OEB} \times \text{strok hacmi}$$

veya,
$$\text{OEB} = \frac{W_{net}}{V_{maks} - V_{min}} = \frac{w_{net}}{v_{maks} - v_{min}} \quad \text{(kPa)} \qquad (8\text{-}4)$$



ŞEKİL 8-12
Bir çevrimin net işi ortalama efektif basınçla strok hacminin çarpımına eşittir.

Ortalama efektif basınç aynı büyüklükteki pistonlu motorların yaptıkları işi karşılaştırmak için kullanılabilir. Daha büyük bir OEB değeri olan motor, bir çevrim boyunca daha çok iş yapacaktır, bu nedenle daha üstündür.

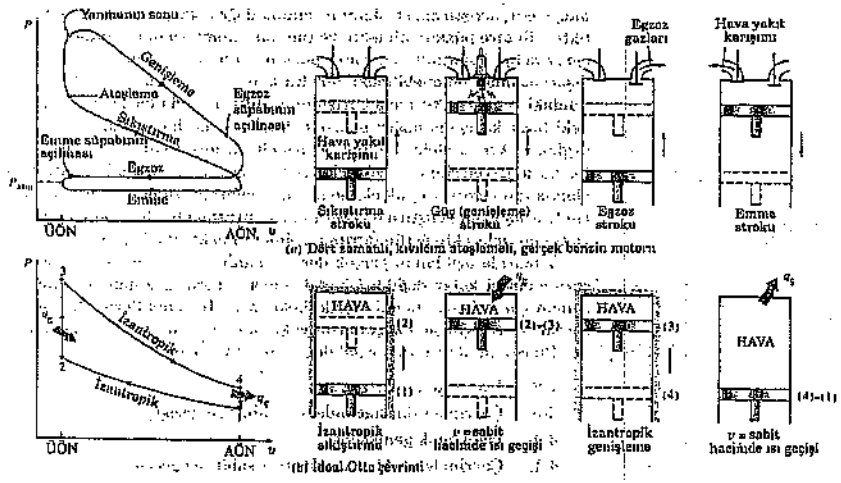
Pistonlu motorlar, silindir içinde yanma işleminin nasıl başlatıldığına göre, **kıvılcım ateşlemeli** (SI) ve **sıkıştırma ateşlemeli** (CI) diye sınıflandırılırlar. SI motorlarda yakıt hava karışımı bujide oluşturulan kıvılcım tarafından ateşlenir; CI motorlarda ise karışımın sıcaklığı,

sıkıştırmayla tutuşma sıcaklığının üzerine çıkarılır. Bundan sonraki iki bölümde, SI ve CI motorlar için ideal çevrimler olan *Otto* ve *Diesel çevrimleri* incelenecektir.

8-5 ■ OTTO ÇEVRİMİ – Kıvılcım Ateşlemeli Motorlar için İdeal Çevrim

Otto çevrimi kıvılcım ateşlemeli pistonlu motorlar için ideal çevrimdir. Fransız bilim adamı Beau de Rochas tarafından önerilen çevrimi kullanarak 1876'da ilk dört zamanlı motoru başarıyla gerçekleştiren Nikolaus A. Otto'nun adını taşımaktadır. Kıvılcım ateşlemeli motorların çoğunda, piston her termodinamik çevrim için silindir içinde dört strok (iki mekanik çevrim) gerçekleştirir. Bu sırada krank mili de iki devir yapmış olur. Bu motorlar dört zamanlı içten yanmalı motorlar diye bilinirler. Dört strok sırasında pistonun silindir içindeki konumunu gösteren çizimler ve kıvılcım ateşlemeli dört zamanlı motorun gerçek *P-v* diyagramı Şekil 8-13a'da gösterilmiştir.

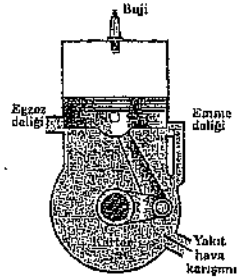
Başlangıçta emme ve egzoz süpapları kapalıyken piston en alt konumdadır (AÖN). *Sıkıştırma strokunda* sırasında, piston yukarı hareket ederek yakıt-hava karışımını sıkıştırır. Piston, en üst konumu olan üst ölü noktaya gelmeden az önce bujinin oluşturduğu kıvılcım karışımı ateşler, yanma başlar ve hızla gelişir. Bu sırada sistemin basınç ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı gazlar pistonu aşağıya doğru iter, krank milinin dönmesini sağlar ve yararlı iş elde edilir. Bu strok, *genişleme* veya *güç strokudiye* adlandırılır. Genişleme strokunun sonunda piston en alt konumdadır, birinci mekanik çevrim tamamlanmıştır ve silindir yanma sonu gazlarıyla doludur. Daha sonra piston yeniden yukarı doğru hareket eder, yanma sonu gazlarını egzoz süpabından dışarı atar. Bu strok *egzoz strokudur*. Piston yeniden aşağı inerken emme süpabı açılır ve taze yakıt-hava karışımı silindire çekilir. Bu strok *emme strokudur*. Silindir içindeki basınç egzoz stroku sırasında atmosfer basıncının biraz üzerinde, emme stroku sırasındaysa atmosfer basıncının biraz altındadır.



(a) Dört zamanlı, kıvılcım ateşlemeli, gerçek benzin motoru

(b) İdeal Otto çevrimi

ŞEKİL 8-13
Kıvılcım ateşlemeli motorların gerçek ve ideal çevrimleriyle *P-v* diyagramları.



ŞEKİL 8-14
İki zamanlı bir pistonlu motorun genel çizimi.

İki zamanlı motorlarda, yukarıda açıklanan dört işlem sadece iki strokla gerçekleşir. Bunlar güç stroku ve sıkıştırma strokudur. Bu motorlarda karter sızdırmazdır ve pistonun aşağı doğru hareketi karterde bulunan hava-yakıt karışımının basıncını biraz artırır (Şekil 8-14). Ayrıca emme ve egzoz süpaplarının yerini, silindir cidarının alt kısmında bulunan delikler alır. Genişleme strokunun son aşamasında önce egzoz deliği açılır ve yanma sonu gazlarının bir bölümü dışarı atılır. Daha sonra emme deliği açılır ve taze hava-yakıt karışımı silindire girerek geri kalan yanma sonu gazlarını dışarı atar. Bu karışım daha sonra piston yukarı hareket ederken sıkıştırılır ve bujinin oluşturduğu kıvılcımla ateşlenir.

İki zamanlı motorların verimi genellikle dört zamanlı motorların veriminden düşüktür. Bunun nedeni yanma sonu gazlarının tam olarak dışarı atılamaması ve taze yakıt-hava karışımının bir bölümünün yanma sonu gazlarına karışarak dışarı atılmasıdır. Fakat bu motorlar daha basit ve daha ucuz olup, güç/ağırlık ve güç/hacim oranları düşüktür. Bu nedenle motosiklet, testere ve çim biçme makineleri gibi motor büyüklüğü ve ağırlığının az olması istenen uygulamalarda kullanılırlar.

Doğrudan yakıt püskürtme, katmanlı yanma ve elektronik kontrol teknolojilerinin gelişmesi, iki zamanlı motorlara olan ilgiyi canlandırmıştır. İki zamanlı motorlar daha yüksek verimi ve yakıt ekonomisi yanında, egzoz emisyon kısıtlamaları bakımından da üstündürler. Verilen bir ağırlık ve silindir hacmi için, iyi tasarlanmış iki zamanlı bir motor, dört zamanlı bir motordan çok daha fazla güç üretebilir, çünkü iki zamanlı motorlarda motorun her devrinde bir güç stroku vardır. Geliştirilme aşamasında olan yeni iki zamanlı motorlarda, zerreciklere bölünmüş yakıt, sıkıştırma strokunun sonuna doğru sıkıştırılmış havayla birlikte silindire püskürtülmekte ve tam bir yanma sağlanmaktadır. Yakıt egzoz deliği kapatıldıktan sonra püskürtüldüğü için, yanmamış yakıtın dışarı atılması önlenebilmektedir. Katmanlı yanmada, yanma buji yakınındaki zengin yakıt-hava karışımının tutuşmasıyla başlar ve çevresindeki fakir karışıma doğru genişler. Böylece çok daha temiz bir yanma sağlanır. Ayrıca elektronikteki gelişmeler değişen yük ve hızlarda motor parametrelerinin en yüksek verimi sağlayacak biçimde kontrolüne olanak tanımıştır. Büyük otomobil yapımcıları iki zamanlı motorlar üzerinde araştırma geliştirme programları yürütmekte olup, bu motorların yakın bir gelecekte üstün duruma gelmeleri beklenmektedir.

Yukarıda açıklanan gerçek dört zamanlı ve iki zamanlı motorların çözümlemesi kolay değildir. Fakat, hava standardı kabulleri yapıldığı zaman çözümleme önemli ölçüde kolaylaşır. Bu kabullerle elde edilen çevrim gerçek çalışma koşullarını yakından andıran ideal Otto çevrimidir. Bu çevrim dört tersinir hal değişiminden oluşur:

1-2 İzantropik sıkıştırma
2-3 Çevrime sabit hacimde (v = sabit) ısı geçişi
3-4 İzantropik genişleme
4-1 Çevrimden sabit hacimde (v = sabit) ısı geçişi

İdeal Otto çevriminin bir piston-silindir düzeneğinde nasıl gerçekleştiği ve çevrimin *P-v* diyagramı Şekil 8-13*b*'de gösterilmiştir. Otto çevriminin *T-s* diyagramı Şekil 8-15'te verilmiştir.

Otto çevrimi kapalı bir sistemde gerçekleşir, bu nedenle çevrimi oluşturan hal değişimlerine birinci yasa uygulanırsa, aşağıda birim kütle için ifade edilen denklem elde edilir:

$$q - w = \Delta u \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{8-5}$$

Isı geçişinin olduğu hal değişimleri sırasında iş yoktur, çünkü her iki hal değişimi sabit hacimde gerçekleşir. Bu nedenle, sisteme ve sistemden ısı geçişleri, soğuk hava standardı kabulleriyle şöyle yazılabilir:

$$q_g = q_{23} = u_3 - u_2 = C_v(T_3 - T_2) \tag{8-6a}$$

ve

$$q_ç = -q_{41} = -(u_1 - u_4) = C_v(T_4 - T_1) \tag{8-6b}$$

Bu durumda ideal Otto çevriminin ısıl verimi,

$$\eta_{th,\,Otto} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

biçimini alır. 1-2 ve 2-3 hal değişimlerinin izantropik ve $v_2 = v_3$, $v_4 = v_1$ olduğu gözönüne alınırsa,

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \tag{8-7}$$

olur. Bu bağıntılar ısıl verim denkleminde yerine konur ve basitleştirilirse,

$$\eta_{th,\,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \tag{8-8}$$

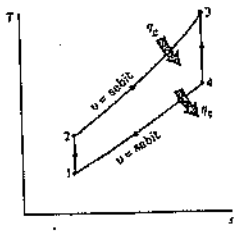
elde edilir. Burada,

$$r = \frac{V_{maks}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \tag{8-9}$$

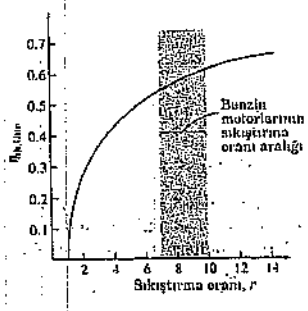
sıkıştırma oranı, k ise özgül ısıların oranıdır ($k = C_p/C_v$).

8-8 numaralı denklem, soğuk hava standardı kabulleri altında, ideal Otto çevriminin ısıl verimini motorun sıkıştırma oranına ve akışkanın (eğer hava değilse) özgül ısılarının oranına bağlı olduğunu göstermektedir. İdeal Otto çevriminin ısıl verimi, sıkıştırma oranı ve özgül ısıların oranı yükseldikçe artar. Bu sonuç, gerçek kıvılcım ateşlemeli içten yanmalı motorlar için de geçerlidir. Şekil 8-16'da, havanın oda sıcaklığında özgül ısılarının oranı olan $k = 1.4$ için, ısıl verimin sıkıştırma oranına göre değişimi gösterilmiştir. Belirli bir sıkıştırma oranında, gerçek kıvılcım ateşlemeli motorun ısıl verimi, ideal Otto çevriminin veriminden daha düşük olacaktır. Bunun nedeni, sürtünme, tamamlanmamış yanma ve benzer tersinmezliklerdir.

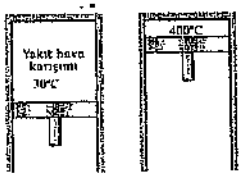
Şekil 8-16 incelendiği zaman, ısıl verim eğrisinin düşük sıkıştırma oranlarında daha dik olduğu, fakat sıkıştırma oranı yükseldikçe, $r = 8$ yakınlarında düzleştiği görülmektedir. Böylece, ısıl verimdeki artış yüksek sıkıştırma oranlarında daha azdır. Ayrıca yüksek sıkıştırma oranlarında, hava yakıt karışımının sıcaklığı, yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının üzerine çıkabilir. Bu durum gerçekleştiği zaman



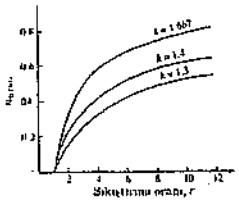
ŞEKİL 8-15
İdeal Otto çevriminin *T-s* diyagramı.



ŞEKİL 8-16
İdeal Otto çevriminin ısıl veriminin sıkıştırma oranıyla değişimi ($k = 1.4$).



ŞEKİL 8-17
Yüksek sıkıştırma oranlarında, hava yakıt karışımının sıcaklığı, sıkıştırma işlemi sırasında, yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının üzerine çıkar.



ŞEKİL 8-18
Otto çevriminin ısıl verimi, aracı akışkanın özgül ısılarının oranı k yükseldikçe artar.

alev cephesinin önünde bir veya birkaç noktada yanma başlar ve karışımın geri kalan bölümü bir anda tutuşur (Şekil 8-17). Yakıtın erken ve kendiliğinden tutuşması, duyulabilen bir motor gürültüsüne yol açar ve vuruntu adıyla bilinir. Benzin motorlarında vuruntu, verimi düşürdüğü ve hasara yol açtığı için istenmez. Vuruntu olgusu, kıvılcım ateşlemeli içten yanmalı motorların sıkıştırma oranlarına bir üst sınır getirir.

Benzin motorlarının ısıl verimlerini, sıkıştırma oranını yükselterek fakat vuruntuya yol açmadan artırmak ($r \cong 12$'ye kadar), tetraetil kurşunla karıştırılmış benzin gibi daha uygun yakıtlar kullanarak yapılabilmiştir. Tetraetil kurşun 1920'li yıllardan beri benzine katılmaktadır, çünkü oktan sayısını artırmanın, başka bir deyişle benzinin daha yüksek sıcaklıklarda tutuşmasını sağlamanın en ucuz yolu budur. Fakat kurşunlu benzinin istenmeyen önemli bir yan etkisi, yanma sırasında sağlığa ve çevreye zararlı bileşimlerin oluşmasına yol açmasıdır. Hava kirliliğiyle yürütülen savaşım çerçevesinde, 1970'li yılların ortalarından başlayarak, ABD'de kurşunlu benzinin kullanımı giderek azaltılmıştır. Kurşun kullanamayan benzin üreticileri, benzinin vuruntuya karşı özelliklerini iyileştirecek başka teknikler geliştirmişlerdir. 1975'ten sonra yapılan otomobiller kurşunsuz benzin kullanacak biçimde tasarlanmaktadır ve sıkıştırma oranları vuruntuyu önlemek için düşürülmüştür. Buna bağlı olarak otomobil motorlarının ısıl verimleri biraz düşmüştür, fakat otomobil ağırlığının azalması, daha iyi aerodinamik tasarımı gibi etkenlerden dolayı günümüz otomobillerinin yakıt tüketimi iyileşmiştir. Bu örnek, mühendislik tasarımlarının değişik kıstaslar arasında uzlaşma gerektirdiğini ve verimin bu kıstaslardan sadece biri olduğunu göstermektedir.

İdeal Otto çevriminin verimini etkileyen bir başka parametre, özgül ısıların oranı k'dır. Belirli bir sıkıştırma oranı için en yüksek ısıl verim, argon veya helyum ($k = 1.667$) gibi tek atomlu bir gaz kullanan ideal Otto çevrimiyle olacaktır. Özgül ısıların oranı k ve buna bağlı olarak ideal Otto çevriminin verimi, aracı akışkanın moleküllerinin büyüklüğü arttıkça azalır (Şekil 8-18). Oda sıcaklığında k değeri hava için 1.4, karbon dioksit için 1.3 ve etan için 1.2'dir. Gerçek motorlardaki aracı akışkan, karbon dioksit gibi daha büyük moleküller içerir. Bu da gerçek motorların ısıl verimlerinin ideal Otto çevriminin veriminden daha düşük olmasının nedenlerinden biridir. Kıvılcım ateşlemeli motorların ısıl verimleri yüzde 25 ile 30 arasındadır.

ÖRNEK 8-2

İdeal bir Otto çevriminin sıkıştırma oranı 8'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncı 100 kPa, sıcaklığı 17 °C olup, çevrime sabit hacimde ısı geçişi 800 kJ/kg'dır. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak, çevrimin (*a*) en yüksek basınç ve sıcaklığını, (*b*) net işini, (*c*) ısıl verimini, (*d*) ortalama efektif basıncını hesaplayın.

Çözüm: Verilen Otto çevriminin *P-v* diyagramı, Şekil 8-19'da gösterilmiştir. Silindirin içindeki hava kapalı bir sistem oluşturmaktadır. Termodinamiğin yasaları hal değişimlerine uygulanırken kapalı sistem için verilen bağıntılar kullanılacaktır. Problemde özgül ısıların sıcaklıkla değişiminin gözönüne alınması istenmektedir. Bu nedenle, sabit özgül ısı kabulüne dayanarak geliştirilen mükemmel gaz bağıntıları çözümlemede kullanılmamalıdır.

(*a*) Otto çevriminde en yüksek basınç ve sıcaklık, sabit hacimde ısı geçişinin sonunda gerçekleşir (3 hali). Fakat öncelikle izantropik sıkıştırma işleminin sonundaki basınç ve sıcaklığı hesaplamak gerekir (2 hali). Tablo A-17'deki bilgilerden yararlanarak,

$$T_1 = 290\ \text{K} \longrightarrow u_1 = 206.91\ \text{kJ/kg}$$
$$v_{r1} = 676.1$$

bulunur.

1-2 hal değişimi (mükemmel gazın izantropik veya sabit entropide sıkıştırılması):

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{r} \longrightarrow v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{676.1}{8} = 84.51 \longrightarrow T_2 = 652.4\ \text{K}$$
$$u_2 = 475.11\ \text{kJ/kg}$$

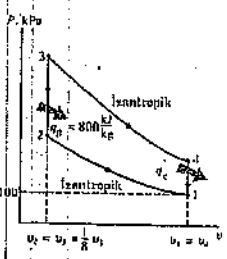
$$\frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_1 v_1}{T_1} \longrightarrow P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)\left(\frac{v_1}{v_2}\right)$$
$$= (100\ \text{kPa})\left(\frac{652.4\ \text{K}}{290\ \text{K}}\right)(8) = 1799.7\ \text{kPa}$$

2-3 hal değişimi (sabit hacimde, v = sabit, ısı geçişi):

$$q_{23} - \cancel{w_{23}}^{\,0} = u_3 - u_2$$
$$800\ \text{kJ/kg} - 0 = u_3 - 475.11\ \text{kJ/kg}$$
$$u_3 = 1275.11\ \text{kJ/kg} \longrightarrow T_3 = 1575.1\ \text{K}$$
$$v_{r3} = 6.108$$

$$\frac{P_3 v_3}{T_3} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \longrightarrow P_3 = P_2\left(\frac{T_3}{T_2}\right)\left(\frac{v_2}{v_3}\right)$$
$$= (1.7997\ \text{MPa})\left(\frac{1575.1\ \text{K}}{652.1\ \text{K}}\right)(1) = 4.347\ \text{MPa}$$

(*b*) Çevrimin net işi, hal değişimleri sırasında yapılan sınır işlerini ($P\,dv$) integrasyonla teker teker hesaplayıp daha sonra toplayarak bulunabilir veya bir ikinci yol olarak net işe eşit olan net ısı geçişi hesaplanabilir. Burada ikinci yol kullanılacaktır, fakat önce havanın 4 halindeki iç enerjisini bulmak gerekmektedir:



ŞEKİL 8-19
Örnek 8-2'de incelenen Otto çevriminin *P-v* diyagramı.

3-4 hal değişimi (mükemmel gazın izantropik genişlemesi):

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3} = r \longrightarrow v_{r4} = r v_{r3} = (8)(6.108) = 48.864 \longrightarrow T_4 = 795.6\ \text{K}$$
$$u_4 = 588.74\ \text{kJ/kg}$$

4-1 hal değişimi (sabit hacimde, v = sabit, sistemden ısı geçişi):

$$q_{41} - w_{41} = u_1 - u_4$$

$w_{41} = 0$ ve $-q_{41} = q_ç$ olduğu için,

$$q_{41} = (206.91 - 588.74)\ \text{kJ/kg} = -381.83\ \text{kJ/kg}$$

veya $$q_ç = 381.83\ \text{kJ/kg}$$

bulunur. Böylece:

$$w_{net} = q_{net} = q_g - q_ç = (800 - 381.83)\ \text{kJ/kg} = 418.17\ \text{kJ/kg}$$

(*c*) Çevrimin ısıl verimi, ısıl verimin tanımı olan 8-1 numaralı denklemden elde edilir:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{418.17\ \text{kJ/kg}}{800\ \text{kJ/kg}} = 0.523 \text{ veya } \%52.3$$

Soğuk hava standardı kabulleri altında (oda sıcaklığında sabit özgül ısılar), ısıl verim 8-8 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\eta_{th,\,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} = 1 - r^{1-k} = 1 - (8)^{1-1.4} = 0.565 \text{ veya } \%56.5$$

Bu değer yukarıda bulunan değerden oldukça farklıdır. Bu nedenle özgül ısıların sabit olduğu kabulü yapılırken dikkatli olunmalıdır.

(*d*) Ortalama efektif basınç 8-4 numaralı denklemle tanımlanmıştır:

$$\text{OEB} = \frac{w_{net}}{v_1 - v_2} = \frac{w_{net}}{v_1 - v_1/r} = \frac{w_{net}}{v_1(1 - 1/r)}$$

Burada, $$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{[0.287\ \text{kPa·m}^3/(\text{kg·K})](290\ \text{K})}{100\ \text{kPa}} = 0.832\ \text{m}^3/\text{kg}$$

olduğundan, $$\text{OEB} = \frac{418.17\ \text{kJ/kg}}{(0.832\ \text{m}^3/\text{kg})(1 - \frac{1}{8})}\left(\frac{1\ \text{kPa·m}^3}{1\ \text{kJ}}\right) = 574.4\ \text{kPa}$$

olarak hesaplanır. Başka bir deyişle, 574.4 kPa sabit basıncın genişleme stroku boyunca piston üzerinde yapacağı iş, çevrimin net işine eşit olmaktadır.

8-6 ■ DİESEL ÇEVRİMİ — Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlar için İdeal Çevrim

Diesel çevrimi sıkıştırma ateşlemeli motorlar için ideal çevrimdir. 1890'lı yıllarda Rudolph Diesel tarafından geliştirilen sıkıştırma ateşlemeli motor, bir önceki bölümde incelenen kıvılcım ateşlemeli motora çok benzerdir, sadece yanmanın başlatılması farklı bir yolla gerçekleşir. Kıvılcım ateşlemeli motorlarda, diğer adıyla *benzin motorla-*

rında yakıt-hava karışımı, yakıtın tutuşma sıcaklığının altında bir sıcaklığa kadar sıkıştırılır ve yanma işlemi bujide oluşturulan bir kıvılcımla başlatılır. Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda, diğer adıyla *diesel motorlarında* hava, yakıtın tutuşma sıcaklığının üzerindeki bir sıcaklığa sıkıştırılır ve püskürtülen yakıtın sıcak havayla teması sonucu yanma başlar. Bu nedenle benzin motorlarındaki karbüratör ve bujinin yerini, diesel motorlarında yakıt memesi alır (Şekil 8-20).

Benzin motorlarında, sıkıştırma işlemi sırasında yakıt-hava karışımı sıkıştırılır ve sıkıştırma oranı kendiliğinden tutuşma veya vuruntunun başlamasıyla sınırlıdır. Diesel motorlarında sıkıştırma işlemi sırasında sadece hava sıkıştırıldığı için yakıtın kendiliğinden tutuşması sözkonusu değildir. Bu nedenle diesel motorları çok daha yüksek sıkıştırma oranlarında (genellikle 12 ile 24 arasında) çalışabilirler. Vuruntu sorununun olmamasının başka yararları da vardır. Çevre açısından benzine getirilen kısıtlamalar bu motorlarda sorun yaratmaz, çünkü diesel motorlarında daha az damıtılmış (ve daha ucuz) yakıtlar kullanılabilir.

Diesel motorlarında yakıt püskürtmesi, piston üst ölü noktaya yaklaşırken başlar ve genişleme strokunun ilk bölümünde devam eder. Bu nedenle yanma daha uzun bir sürede gerçekleşir. Sürenin uzunluğundan dolayı, Diesel çevrimindeki yanma işlemi, sisteme sabit basınçta ısı verilmesi şeklinde düşünülür. Bu hal değişimi Otto ve Diesel çevrimleri arasında farklı olan tek hal değişimidir. Geri kalan üç hal değişimi her iki çevrimde de aynıdır. Başka bir deyişle, 1-2 hal değişimi izantropik sıkıştırma, 3-4 hal değişimi izantropik genişleme ve 4-1 hal değişimi sistemden çevreye sabit hacimde ısı geçişidir. İki çevrim arasındaki benzerlik Diesel çevriminin Şekil 8-21'de verilen P-v ve T-s diyagramlarından da görülebilir.

Bir çevrimin değerlendirilmesinde en temel ölçülerden biri ısıl verimdir. Aşağıda soğuk hava standardı kabullerini uygulayarak, Diesel çevriminin verimi için bir bağıntı çıkarılmıştır. Bu bağıntı, başlıca parametrelerin diesel motorlarının verimi üzerindeki etkilerini incelemeye olanak sağlayacaktır.

Diesel çevrimi de Otto çevrimi gibi, bir piston-silindir düzeneği içinde gerçekleşir ve kapalı bir sistem olarak incelenebilir. Bu nedenle hal değişimleri tek tek ele alınırken kapalı sistem için çıkarılan denklemler kullanılmalıdır. Soğuk hava standardı kabulleriyle (oda sıcaklığında sabit özgül ısılar), sisteme sabit basınçta verilen ısı ve sistemden sabit hacimde atılan ısı aşağıdaki gibi yazılabilir:

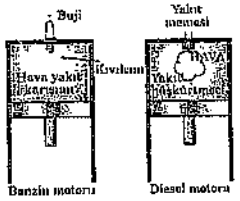
$$q_g = q_{23} = w_{23} + (\Delta u)_{23} = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2)$$
$$= h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \qquad (8\text{-}10a)$$

ve

$$q_ç = -q_{41} = \overset{\nearrow 0}{w_{41}} - (\Delta u)_{41} = 0 - (u_1 - u_4) = u_4 - u_1$$
$$= C_v(T_4 - T_1) \qquad (8\text{-}10b)$$

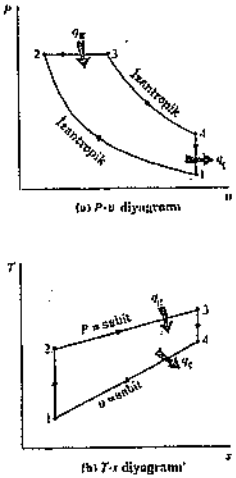
Bu bağıntılar kullanılarak, ideal Diesel çevriminin ısıl verimi, soğuk hava standardı kabulleriyle, şöyle ifade edilir:

$$\eta_{th,\,Diesel} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$



ŞEKİL 8-20

Diesel motorlarında bujinin yerini yakıt memesi alır ve sadece hava sıkıştırılır.



ŞEKİL 8-21

İdeal Diesel çevriminin T-s ve P-v diyagramları.

Bu aşamada, kesme oranı r_k adıyla yeni bir parametre tanımlanacaktır. Kesme oranı, silindir hacminin yanma işleminden sonraki ve önceki değerlerinin oranıdır:

$$r_k = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} \qquad (8\text{-}11)$$

Bu tanımdan yararlanarak, ayrıca 1-2 ve 3-4 hal değişimleri için izantropik mükemmel gaz bağıntılarını kullanarak ısıl verim bağıntısı sadeleştirilebilir:

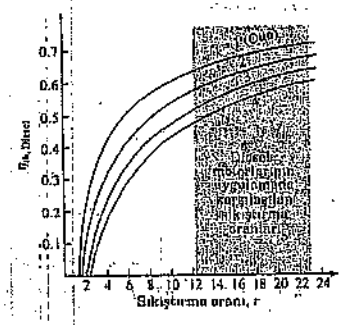
$$\eta_{th,\,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_k^k - 1}{k(r_k - 1)}\right] \qquad (8\text{-}12)$$

Burada r, 8-9 numaralı denklemle tanımlanan sıkıştırma oranıdır. Bu bağıntı dikkatle incelendiği zaman, soğuk hava standardı kabulleri altında, Diesel çevriminin ısıl verimiyle Otto çevriminin ısıl veriminin farkının köşeli parantez içinde gösterilen çarpan olduğu görülür. Bu çarpan her zaman 1'den büyüktür. Bu nedenle, aynı sıkıştırma oranına sahip ideal Otto ve ideal Diesel çevrimleri için,

$$\eta_{th,\,Otto} > \eta_{th,\,Diesel} \qquad (8\text{-}13)$$

olur. Ayrıca kesme oranı küçüldükçe, Diesel çevriminin verimi yükselir (Şekil 8-22). Kesme oranının alabileceği en küçük değer olan $r_k = 1$ için, köşeli parantez içindeki değer 1 olur (kanıtlayabilir misiniz?). Bu durumda Otto ve Diesel çevrimlerinin verimi eşittir. Fakat diesel motorlarının daha büyük sıkıştırma oranlarında çalıştığı ve bu nedenle genelde daha yüksek ısıl verime sahip oldukları hatırlatılmalıdır. Diesel motorları ayrıca, benzin motorlarına oranla daha düşük devirlerde çalıştıkları için yakıtı tam olarak yakarlar. Diesel motorlarının ısıl verimleri yüzde 35 ile 40 arasındadır.

Yüksek verimleri ve daha ucuz yakıt kullanmaları, diesel motorlarının gemiler, lokomotifler, kamyonlar ve elektrik santralleri gibi büyük güç gerektiren uygulamalarda kullanılmalarını elverişli kılar. Bir diesel motorunun ne kadar büyük olabileceğine örnek olarak, 1964'te İtalya'da Fiat fabrikalarında yapılan 18.8 MW gücünde, 122

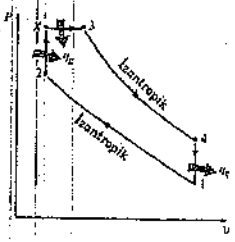


ŞEKİL 8-22

Bir Diesel çevriminin ısıl veriminin sıkıştırma ve kesme oranlarına göre değişimi ($k = 1.4$).

devir/dakika hızla çalışan, silindir çapı ve stroku sırasıyla 90 ve 91 cm olan 12 silindirli motor gösterilebilir.

İçten yanmalı bir motorda yanma işlemini, sisteme sabit hacimde veya sabit basınçta ısı geçişi gibi ele almak, işlemi fazla basitleştirdiği için gerçekçi olmayabilir. Daha doğru, fakat biraz daha karmaşık bir yaklaşım, hem benzin hem de diesel motorlarında yanma işlemini, sisteme biri sabit hacimde diğeri sabit basınçta ısı geçişinin gerçekleştiği iki bölümlü bir hal değişimi olarak ele almaktır. Bu düşünceye dayanan ideal çevrim ikili çevrim diye adlandırılır ve Şekil 8-23'te açıklanmıştır. İkili çevrimde sisteme sabit hacimde ve sabit basınçta verilen ısıların oranları değiştirilerek gerçek çevrim daha yakından benzetilebilir. Dikkat edilirse, hem Otto hem de Diesel çevrimi ikili çevrimin özel birer durumudur.



ŞEKİL 8-23
İdeal ikili çevrimin *P-v* diyagramı.

ÖRNEK 8-3

Havayla çalışan ideal bir Diesel çevriminin sıkıştırma oranı 18, kesme oranı 2'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncı 100 kPa, sıcaklığı 27 °C ve hacmi 1980 cm^3 olmaktadır. Soğuk hava standardı kabulleriyle (özgül ısıları oda sıcaklığında sabit kabul ederek), (*a*) her hal değişiminin sonunda havanın sıcaklığını ve basıncını, (*b*) çevrimin net işini ve ısıl verimini, (*c*) ortalama efektif basıncı hesaplayın.

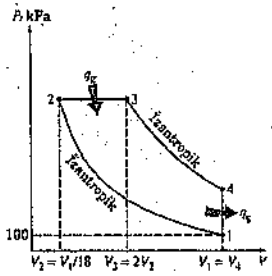
Çözüm Çevrimin *P-v* diyagramı Şekil 8-24'te gösterilmiştir. İdeal Diesel çevrimi, bir piston-silindir düzeneğinde sabit hava kütlesiyle gerçekleşmektedir, bu nedenle hal değişimlerine kapalı sistem çözümlemesi uygulanacaktır. Soğuk hava standardı kabulleri altında, aracı akışkan hava mükemmel gaz kabul edilip özgül ısıları oda sıcaklığındaki değerlerinde sabit alınmaktadır. Hava için oda sıcaklığında gaz sabiti; $R = 0.287$ kJ/kg · K, özgül ısılar $C_p = 1.005$ kJ/kg · K, $C_v = 0.718$ kJ/kg · K olmaktadır (Tablo A-2).

(*a*) Hal değişimlerinin sonundaki sıcaklık ve basınçlar, 1-2 ve 3-4 hal değişimlerine mükemmel gazlar için izantropik bağıntıları uygulayarak hesaplanabilir. Fakat önce, sıkıştırma oranı ve kesme oranını kullanarak, hal değişimlerinin sonundaki hacimleri hesaplamak gerekmektedir:

$$V_2 = \frac{V_1}{r} = \frac{1980}{18} = 110 \text{ cm}^3$$

$$V_3 = r_k V_2 = (2)(110 \text{ cm}^3) = 220 \text{ cm}^3$$

$$V_4 = V_1 = 1980 \text{ cm}^3$$



ŞEKİL 8-24
Örnek 8-3'te ele alınan Diesel çevriminin *P-V* diyagramı.

1-2 hal değişimi (mükemmel gazın izantropik sıkıştırılması, sabit özgül ısılar):

$$T_2 = T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = (300 \text{ K})(18)^{1.4-1} = 953.3 \text{ K}$$

$$P_2 = P_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k} = (100 \text{ kPa})(18)^{1.4} = 5719.8 \text{ kPa}$$

2-3 hal değişimi (mükemmel gaza sabit basınçta, P = sabit, ısı geçişi):

$$P_3 = P_2 = 5719.8 \text{ kPa}$$

$$\frac{P_2V_2}{T_2} = \frac{P_3V_3}{T_3} \longrightarrow T_3 = T_2\left(\frac{V_3}{V_2}\right) = (953.3 \text{ K})(2) = 1906.6 \text{ K}$$

3-4 hal değişimi (mükemmel gazın izantropik genişlemesi, sabit özgül ısılar):

$$T_4 = T_3\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = (1906.6 \text{ K})\left(\frac{220 \text{ cm}^3}{1980 \text{ cm}^3}\right)^{1.4-1} = 791.7 \text{ K}$$

$$P_4 = P_3\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k} = (5719.8 \text{ kPa})\left(\frac{220 \text{ cm}^3}{1980 \text{ cm}^3}\right)^{1.4} = 263.9 \text{ kPa}$$

(*b*) Çevrimin net işi, çevrimin net ısı geçişine eşittir Çevrimin net ısı geçişi ise çevrime verilen toplam ısıyla çevrimden atılan toplam ısı arasındaki farktır. Fakat önce sistemdeki hava kütlesi hesaplanacaktır:

$$m = \frac{P_1V_1}{RT_1} = \frac{(100 \text{ kPa})(1980 \text{ cm}^3)}{[0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kg} \cdot \text{K})](300 \text{ K})}\left(\frac{1 \text{ m}^3}{10^6 \text{ cm}^3}\right)$$
$$= 0.0023 \text{ kg}$$

2-3 hal değişimi çevrime sabit basınçta ısı geçişidir, sınır işi ve Δu terimi birleştirilerek Δh olarak yazılabilir. Böylece,

$$Q_g = Q_{23} = m(h_3 - h_2) = mC_p(T_3 - T_2)$$
$$= (0.0023 \text{ kg})[1.005 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}](1906.6 - 953.3) \text{ K}$$
$$= 2.204 \text{ kJ}$$

4-1 hal değişimi çevrimden sabit hacimde ısı geçişidir, iş sıfırdır. Isı geçişi birinci yasayı uygulayarak hesaplanabilir:

$$Q_L = -Q_{41} = m(u_4 - u_1) = mC_v(T_4 - T_1)$$
$$= (0.0023 \text{ kg})[0.718 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}][(791.7 - 300) \text{ K}]$$
$$= 0.812 \text{ kJ}$$

Böylece, $W_{net} = Q_g - Q_L = (2.204 - 0.812) \text{ kJ} = 1.392 \text{ kJ}$

olur ve ısıl verim,

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_g} = \frac{1.392 \text{ kJ}}{2.204 \text{ kJ}} = 0.63 \text{ (veya \%63)}$$

olarak hesaplanır. Soğuk hava standardı kabulleri altında ideal Diesel çevriminin verimi, 8-12 numaralı denklem kullanılarak da hesaplanabilir.

(*c*) Ortalama efektif basınç, 8-4 numaralı denklemden hesaplanır:

$$\text{OEB} = \frac{W_{net}}{V_{maks} - V_{min}} = \frac{W_{net}}{V_1 - V_2} = \frac{1.392 \text{ kJ}}{(1980 \text{ cm}^3 - 110 \text{ cm}^3)}\left(\frac{10^6 \text{ cm}^3}{1 \text{ m}^3}\right)$$
$$= 744.4 \text{ kPa}$$

Başka bir deyişle 744.4 kPa basıncın genişleme stroku boyunca piston üzerinde yaptığı iş, ideal Diesel çevriminin net işine eşit olmaktadır.

8-7 ■ STIRLING ve ERICSSON ÇEVRİMLERİ

Daha önce incelediğimiz ideal Otto ve Diesel çevrimleri, içten tersinir hal değişimlerinden oluşur, bu nedenle içten tersinir çevrimlerdir. Fakat bu çevrimler tümden tersinir değildir, çünkü çevrimo ve çevrimden ısı geçişi izotermal (sabit sıcaklıkta) olmayan hal değişimleriyle, başka bir deyişle sonlu sıcaklık farkında gerçekleşir. Bu nedenle Otto ve Diesel çevrimlerinin verimleri, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevriminin veriminden daha düşük olur.

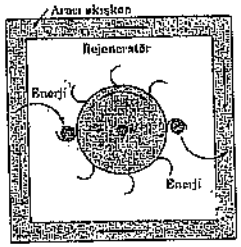
T_H ile T_L sıcaklıklarındaki ortamlar arasında çalışan bir ısı makinesi ele alınsın. Isı makinesi çevriminin tümden tersinir olabilmesi için, herhangi bir ısı geçişi sırasında çevrim akışkanının sıcaklığıyla ısıl enerji deposunun sıcaklığı arasındaki fark diferansiyel dT değerini geçmemelidir. Başka bir deyişle, sisteme ve sistemden olan ısı geçişleri, biri T_H diğeri T_L olmak üzere sabit sıcaklıkta gerçekleşmek zorundadır. Carnot çevriminde olan ısı geçişleri böyledir.

Çevrime ısı geçişinin T_H sabit sıcaklığında, çevrimden ısı geçişinin T_L sabit sıcaklığında olduğu iki çevrim daha vardır. Bunlar *Stirling* ve *Ericsson çevrimleri*dir. Bu çevrimlerin Carnot çevriminden farkı, iki izantropik hal değişiminin yerini, Stirling çevriminde iki sabit hacimde sistem içi ısı geçişinin, Ericsson çevriminde ise iki sabit basınçta sistem içi ısı geçişinin almasıdır. Her iki çevrimde de gerçekleşen sistem içi ısı geçişi, **rejenerasyon** adıyla bilinir. Bu işlemle aracı akışkanın ısıl enerjisi çevrimin bir bölümünde, sistem içinde yer alan ve *rejeneratör* diye bilinen bir ısıl enerji deposuna verilir, daha sonra çevrimin bir başka bölümünde bu enerji rejeneratörden yeniden aracı akışkana geçer (Şekil 8-25).

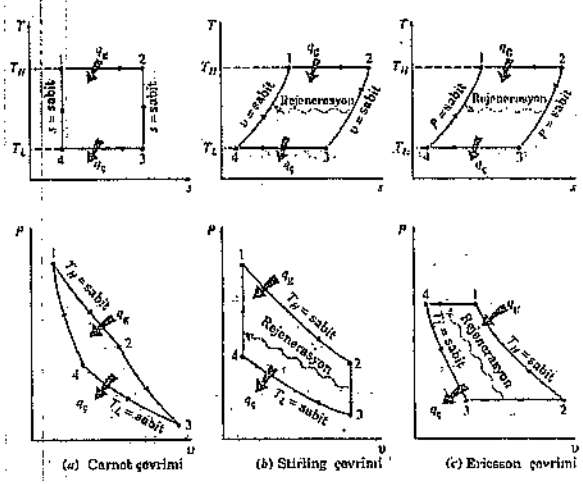
Dört tümden tersinir hal değişiminden oluşan **Stirling çevrimi**nin P-v ve T-s diyagramları Şekil 8-26*b*'de gösterilmiştir. Bu hal değişimleri aşağıda açıklanmıştır:

1-2 İzotermal (T = sabit) genişleme (sisteme dış kaynaktan ısı geçişi)
2-3 Sabit hacimde (v = sabit) rejenerasyon (aracı akışkandan rejeneratöre sistem içi ısı geçişi)
3-4 İzotermal (T = sabit) sıkıştırma (sistemden dış ortama ısı geçişi)
4-1 Sabit hacimde (v = sabit) rejenerasyon (rejeneratörden aracı akışkana sistem içi ısı geçişi)

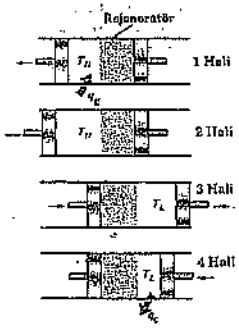
Stirling çevriminin uygulanabilmesi özgün tasarımlar ve donatımlar gerektirir. Robert Stirling tarafından ilk bulunan da içinde olmak üzere, gerçek Stirling motorları çok ağır olup, karmaşık mekanizmalara sahiplerdir. Stirling çevriminin kapalı bir sistemde nasıl gerçekleşebileceği, Şekil 8-27'de, okuyucunun kolay kavrayabilmesi amacıyla sanal bir Stirling motoru üzerinde açıklanmıştır.



ŞEKİL 8-25
Rejeneratör, aracı akışkandan çevrimin bir bölümünde enerji alıp, bir başka bölümünde bu enerjiyi aracı akışkana (faizsiz olarak) geri veren bir ısı değiştiricisidir.



ŞEKİL 8-26
Carnot, Stirling ve Ericsson çevrimlerinin T-s ve P-v diyagramları.



ŞEKİL 8-27
Stirling çevriminin işleyişi.

Bu sistem her iki tarafında birer piston ve ortasında bir rejeneratör bulunan bir silindirden oluşmaktadır. Rejeneratör, tel veya seramik bir örgü veya ısıl kütlesi (kütle çarpı özgül ısı) yüksek gözenekli bir tapa olup, ısıl enerjinin geçici olarak depolanması işlevini yüklenmektedir. Herhangi bir anda rejeneratörün içinde bulunan akışkan kütlesi ihmal edilebilir.

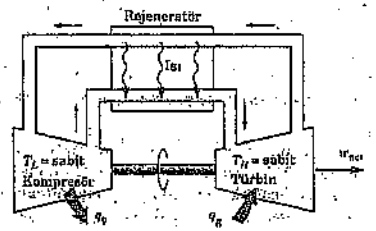
Başlangıçta, aracı akışkanın (gaz) tümü, silindirin sol bölmesinde olup, yüksek sıcaklık ve basınçtadır. *1-2 hal değişimi* sırasında T_H sıcaklığındaki sisteme, T_H sıcaklığındaki kaynaktan ısı geçişi olmaktadır. Gaz sabit sıcaklıkta genişlerken, sol taraftaki piston dışarı doğru hareket etmekte ve iş yapmaktadır. Genişleme sırasında gazın basıncı azalmaktadır. *2-3 hal değişimi* sırasında, her iki pistonda aynı hızla sağa doğru hareket etmekte ve gaz sağ bölmeye itilmektedir. Gaz rejeneratörden geçerken, rejeneratöre ısı vermekte ve sıcaklığı T_H'den T_L'ye düşmektedir. Bu işlem sırasında hacim sabit kalırken, gazla rejeneratör arasındaki sıcaklık farkı da dT diferansiyel miktarını geçmemektedir. Böylece 3 haline gelindiğinde rejeneratörün sıcaklığı sol uçta T_H, sağ uçta T_L olmaktadır. *3-4 hal değişimi* sırasında, sağdaki piston içeri doğru hareket edip gazı sıkıştırmaktadır. Bu işlem sırasında gazdan T_L sıcaklığındaki dış ortama ısı geçişi olurken, sistemin basıncı yükselmekte, sıcaklığı T_L değerinde sabit kalmaktadır. Son olarak, *4-1 hal değişimi* sırasında her iki piston da sola doğru aynı hızla hareket etmekte, hacim sabit kalırken gaz sol bölmeye itilmektedir. Rejeneratörden geçen gaz, 2-3 hal değişimi sırasında rejeneratöre verdiği ısıyı geri almakta, sıcaklığı T_H'ye yükselmektedir. Çevrim bu şekilde tamamlanmaktadır.

Sabit hacimde gerçekleşen 2-3 ve 4-1 hal değişimleri karşılaştırıldığı zaman, 4-1 hal değişiminde hacmin, 2-3 hal değişimine oranla daha küçük olduğu not edilmelidir. Ayrıca rejeneratöre çevrim boyunca net

ısı geçişi sıfırdır. Başka bir deyişle, 2-3 hal değişimi sırasında rejeneratörde depolanan enerji, 4-1 hal değişimi sırasında gaza geri verilmektedir.

Ericsson çevriminin T-s ve P-v diyagramları Şekil 8-26c'de gösterilmiştir. Ericsson çevrimi, Stirling çevrimine benzerdir. Stirling çevriminde yer alan sabit hacimde ısı geçişleri, bu çevrimde sabit basınçta gerçekleşir.

Ericsson çevrimiyle çalışan sürekli akışlı bir sistem Şekil 8-28'de gösterilmiştir. Bu çevrimde izantropik sıkıştırma ve genişleme sırasıyla



ŞEKİL 8-28
Sürekli akışlı bir Ericsson motoru.

kompreşör ve türbinde gerçekleşmektedir. Ters akışlı bir ısı değiştiricisi rejeneratör işlevini yüklenmiştir. Kuramsal olarak, sıcak ve soğuk akışlar arasındaki sıcaklık farkı hiçbir noktada dT'yi geçmemekte ve soğuk akışın çıkış sıcaklığı, sıcak akışın giriş sıcaklığına eşit olmaktadır.

Stirling ve Ericsson çevrimlerinin her ikisi de Carnot çevrimi gibi tümden tersinir çevrimlerdir. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalıştıklarında üç çevrimin ısıl verimi birbirine eşittir:

$$\eta_{th,\,Stirling} = \eta_{th,\,Ericsson} = \eta_{th,\,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \qquad (8\text{-}14)$$

Bu eşitlik Carnot çevrimi için 8-1 numaralı örnekte kanıtlanmıştı. Stirling ve Ericsson çevrimleri için de benzer biçimde gösterilebilir.

ÖRNEK 8-4

Aracı akışkan olarak mükemmel bir gaz kullanan Ericsson çevriminin ısıl verimi-nin, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevriminin ısıl verimine eşit olduğunu gösterin.

Çözüm 1-2 hal değişimi sırasında sisteme T_H sıcaklığındaki bir dış kaynaktan sabit sıcaklıkta (izotermal) ısı geçişi olmaktadır. Benzer biçimde 3-4 hal değişimi sırasında da sistemden T_L sıcaklığındaki çevre ortama sabit sıcaklıkta ısı geçişi olmaktadır. Tersinir izotermal bir hal değişimi için, ısı geçişiyle entropi değişimi arasında, aşağıda verilen bağıntı geçerlidir:

$$q = T\,\Delta s$$

İzotermal bir hal değişimi sırasında ($T_ç = T_g$) mükemmel bir gazın entropi değişimi :

$$\Delta s = \cancelto{0}{C_p \ln\frac{T_ç}{T_g}} - R\ln\frac{P_ç}{P_g} = -R\ln\frac{P_ç}{P_g}$$

bağıntısıyla verilir. Bu bağıntı kullanılarak, sisteme ve sistemden olan ısı geçişleri birim kütle için şöyle yazılabilir:

$$q_g = q_{12} = T_H(s_2 - s_1) = T_H\left(-R\ln\frac{P_2}{P_1}\right) = RT_H\ln\frac{P_1}{P_2}$$

ve

$$q_ç = -q_{34} = -T_L(s_4 - s_3) = -T_L\left(-R\ln\frac{P_4}{P_3}\right) = RT_L\ln\frac{P_4}{P_3}$$

Bu bağıntılar kullanılarak ve $P_1 = P_4$, $P_2 = P_3$ olduğu not edilerek Ericsson çevriminin ısıl veriminin aşağıdaki gibi bulunur:

$$\eta_{th,\,Ericsson} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{RT_L\ln(P_4/P_3)}{RT_H\ln(P_1/P_2)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Çevrim ister açık ister kapalı çevrimde gerçekleşsin, bu sonuç değişmeyecektir.

Stirling ve Ericsson çevrimlerinin uygulamada gerçekleştirilmesi zordur, çünkü rejeneratör de içinde olmak üzere tüm elemanlarda diferansiyel sıcaklık farkında ısı geçişi olmaktadır. Küçük sıcaklık farklarında ısı geçişi çok büyük ısı geçiş yüzeyleri ve çok yavaş hal değişimleri gerektirir, bu nedenle uygulanması çok zordur. Gerçek motorda, ısı geçişi sonlu sıcaklık farkındadır, rejeneratörün etkinliği yüzde 100'ün altındadır ve rejeneratörde önemli basınç kayıpları vardır. Bu sınırlamalar nedeniyle Stirling ve Ericsson çevrimleri uzun süredir sadece kuramsal açıdan ilgi çekmiştir. Fakat günümüzde bu çevrimlere duyulan ilgi giderek artmaktadır, çünkü verimleri daha yüksektir ve yanma sonu ürünlerinin kontrolü daha kolay yapılabilmektedir. Ford Motor ve General Motors Şirketleriyle Hollanda'da bulunan Phillips Araştırma Laboratuvarlarında kamyon, otobüs hatta otomobiller için Stirling motorları başarıyla geliştirilmiştir. Bu motorların benzin ve diesel motorlarıyla rekabet edebilmesi için daha çok araştırma ve geliştirmeye gerek vardır.

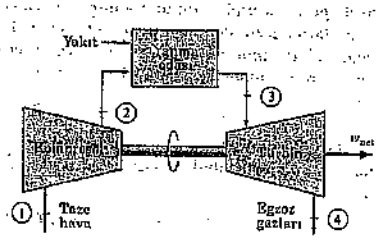
Stirling ve Ericsson motorları *dıştan yanmalı motorlar*dır. Başka bir deyişle, bu motörlarda yakıt sisteminin dışında yanmaktadır, oysa benzin ve diesel motorlarında yakıt silindirin içinde yakılmaktadır.

Dıştan yanmalı motorların bazı üstünlükleri vardır. Öncelikle ısıl enerji kaynağı olarak değişik yakıtlar kullanılabilir. İkinci olarak, yanma daha kontrollü ve tam olarak gerçekleşir, bu nedenle yakıtın enerjisinden daha fazla yararlanılır ve hava kirliliği önlenebilir. Üçüncü olarak, bu motorlarda kapalı çevrim gerçekleşir, böylece üstün özelliklere sahip (bileşimi sabit, ısı iletim katsayısı yüksek) akışkanlar aracı akışkan olarak kullanılabilir. Hidrojen ve helyum bu motorlarda yaygın olarak kullanılan iki akışkandır.

Uygulanmalarındaki fiziksel kısıtlamalar ve güçlüklere karşın, Stirling ve Ericsson çevrimleri tasarım mühendislerine rejenerasyonun verimi artırabileceğini hatırlatmaktadır. Günümüz gaz türbinlerinde ve buharlı güç santrallerinde rejenerasyondan büyük ölçüde yararlanılması bir rastlantı değildir. Bu bölümde daha sonra incelenecek olan ve büyük gaz türbinli santrallerde kullanılan, ara soğutma, ara ısıtma ve rejenerasyonun uygulandığı Brayton çevrimi, Ericsson çevrimine oldukça yakındır.

8-8 ■ BRAYTON ÇEVRİMİ – Gaz Türbinleri için İdeal Çevrim

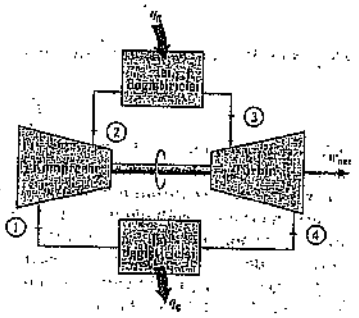
Brayton çevrimi ilk olarak 1870'li yıllarda, George Brayton tarafından, kendi geliştirdiği yağ yakan pistonlu motorlarda kullanılmak üzere öne sürülmüştü. Bugün Brayton çevriminin kullanımı, sıkıştırma ve genişlemenin eksenel kompresörler ve türbinlerde olduğu gaz türbinleriyle sınırlıdır. Gaz türbinleri genellikle, Şekil 8-29'da gösterildiği gibi açık çevrimde çalışırlar. Çevre koşullarındaki hava, kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır, basıncı ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava



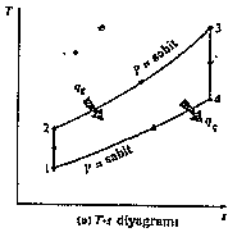
ŞEKİL 8-29
Açık çevrime göre çalışan bir gaz türbini.

daha sonra, yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasına girer. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar türbinde çevre basıncına genişlerken iş yapar. Türbinden çıkan egzoz gazları atmosfere atılır. Böylece açık çevrim gerçekleşmiş olur. Gaz türbini terimi burada hem yukarıda belirtilen açık çevrime dayanan motoru, hem de çevrimde genişlemenin olduğu elemanı ifade edecektir. Terimin hangi anlamda kullanıldığı, konunun işlenişinden belli olacaktır.

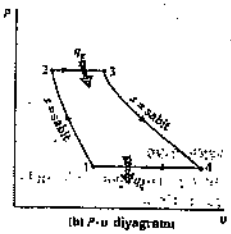
Yukarıda açıklanan açık gaz türbini çevrimi, hava standardı kabullerini uygulayarak Şekil 8-30'da gösterildiği gibi kapalı bir çevrim olarak düşünülebilir. Kapalı çevrimde sıkıştırma ve genişleme işlemleri değişmemektedir, fakat yanma işleminin yerini çevrime sabit basınçta ısı geçişi, egzoz işleminin yerini ise çevreye sabit basınçta ısı verilmesi almaktadır. Aracı akışkanın kapalı bir çevrimde dolaştığı ideal çevrim



ŞEKİL 8-30
Kapalı çevrime göre çalışan bir gaz türbini.



(a) T-s diyagramı



(b) P-v diyagramı

ŞEKİL 8-31
İdeal Brayton çevriminin T-s ve P-v diyagramları.

Brayton çevrimi diye adlandırılır ve aşağıda belirtilen dört içten tersinir hal değişiminden oluşur:

1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
2-3 Sisteme sabit basınçta (P = *sabit*) ısı geçişi
3-4 Türbinde izantropik genişleme
4-1 Çevreye sabit basınçta (P = *sabit*) ısı geçişi

İdeal Brayton çevriminin T-s ve P-v diyagramları Şekil 8-31'de gösterilmiştir. Brayton çevriminin dört hal değişiminin de sürekli akışlı sistemlerde gerçekleştiği gözönüne alınırsa, herbirinin sürekli akışlı açık sistem olarak çözümlenmesi uygun olacaktır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman, sürekli akışlı açık sistemin enerjinin korunumu denklemi birim kütle için aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$q - w = h_ç - h_g \tag{8-15}$$

Özgül ısıların oda sıcaklığında sabit kaldığı kabul edilirse (soğuk hava standardı kabulü) sisteme ve sistemden ısı geçişleri şöyle yazılabilir:

$$q_g = q_{23} = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \tag{8-16a}$$

$$q_ç = -q_{41} = h_4 - h_1 = C_p(T_4 - T_1) \tag{8-16b}$$

Bu denklemler kullanılarak, ideal Brayton çevriminin verimi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\eta_{th,\,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

1-2 ve 3-4 hal değişimlerinin izantropik ve $P_2 = P_3$, $P_1 = P_4$ olduğu not edilirse,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

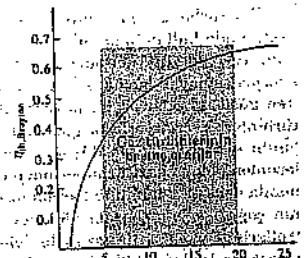
olur. Bu bağıntılar, ısıl verim için yazılan denklemde yerine konur ve sadeleştirme yapılırsa,

$$\eta_{th,\,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \tag{8-17}$$

elde edilir. Burada, r_p basınç oranı olup,

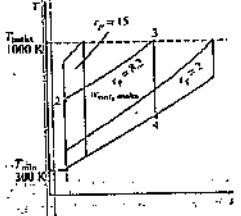
$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \tag{8-18}$$

şeklinde tanımlanmıştır. k, özgül ısıların oranıdır. 8-17 numaralı denklem, soğuk hava standardı kabulleri altında ideal Brayton çevriminin ısıl veriminin, gaz türbininin basınç oranına ve aracı akışkanın özgül ısılarının oranına bağlı olduğunu göstermektedir. Isıl verim her iki parametreyle doğru orantılı olarak artmaktadır, gerçek gaz türbinlerinde gözlenen de budur. Isıl verimin basınç oranıyla nasıl değiştiği Şekil 8-32'de gösterilmiştir. Bu eğri, havanın oda sıcaklığında özgül ısılarının oranı olan $k = 1.4$ için çizilmiştir.



ŞEKİL 8-32
İdeal Brayton çevriminin ısıl verimi, basınç oranının fonksiyonudur.

Çevrimdeki en yüksek sıcaklık, yanma işleminin sonunda (3 hali) gerçekleşmektedir ve türbin kanat malzemesinin dayanabileceği en yüksek sıcaklıkla sınırlıdır. Bu kısıtlama aynı zamanda çevrimin basınç oranını da sınırlamaktadır. Verilen bir türbin giriş sıcaklığı T_3 için, çevrimin net işi Şekil 8-33'te gösterildiği gibi, basınç oranı yükseldikçe artar, en üst değere (maksimuma) eriştikten sonra yeniden azalmaya başlar. Çevrimin net işi azalınca, istenen gücü sağlamak için kütle debisini artırmak, başka bir deyişle daha büyük bir sistem tasarlamak gerekir, bu da ekonomik olmayabilir. Bu nedenle, basınç oranı (böylece ısıl verim) ve net iş arasında bir uzlaşma sağlamak gerekir. Gaz türbinlerinin tasarımında kullanılan basınç oranları genellikle 11 ile 16 arasındadır.

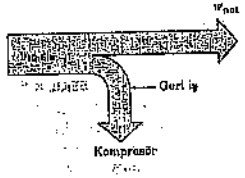


ŞEKİL 8-33
Belirli T_{min} ve T_{max} sıcaklıkları için, Brayton çevriminin net işi basınç oranıyla önce artar, $r_p = (T_{max}/T_{min})^{k/4(k-1)}$'de en yüksek değerine ulaşır, daha sonra azalır.

Gaz türbinlerinde kullanılan havanın iki önemli işlevi vardır. Birinci olarak yanma için gerekli oksijeni sağlar. İkinci olarak çeşitli elemanlarda sıcaklıkları güvenli sınırlar içinde tutabilmek için soğutucu görevi yapar. İkinci görev, yakıtın yanması için gerekli havadan daha fazla hava kullanarak gerçekleştirilir. Gaz türbinlerinde hava-yakıt oranlarının 50 ve üzerinde olması normaldir. Bu nedenle, çevrimi çözümlerken yanma sonu gazlarını hava olarak kabul etmek önemli bir hataya yol açmaz. Ayrıca türbindeki kütle debisi, eklenen yakıt nedeniyle, kompresördeki kütle debisinden biraz daha fazladır. Böylece açık-gaz türbini çevrimlerinde debiyi sabit kabul ederek hesaplanacak net iş, olması gerekenden biraz daha azdır, bu nedenle bu kabul güvenle yapılabilir.

Bir gaz türbininin ısıl verimi, türbin girişindeki gazın sıcaklığına bağlıdır. Bu sıcaklığın 900 °C'dan 1200 °C'a çıkarılması net işi yüzde 7, ısıl verimi de yüzde 26 oranında artırır. Bu konuda, türbin kanatlarının seramik tabakalarla kaplanması, kanatların kompresörden alınan havayla soğutulması gibi önemli gelişmeler olmuştur. Buna bağlı olarak, günümüzün gaz türbinlerinde, türbin giriş sıcaklıkları 1425 °C'ye kadar çıkabilmekte ve ısıl verim yüzde 30'un üzerinde olabilmektedir.

General Electric tarafından son zamanlarda yapımı gerçekleştirilen bir gaz türbininin basit çevrime göre çalışıp yüzde 38 ısıl verimle 185.7 MW güç ürettiği bildirilmektedir. Bu motorda hava, 18 kademeli eksenel bir kompresörde 1:13.5 basınç oranında sıkıştırılmakta, yanma sonu gazları üç kademeli bir türbine 1260 °C sıcaklıkta girip, 693 °C sıcaklıkta çıkmaktadır.



ŞEKİL 8-34
Türbin işinin kompresörü çalıştırmak için kullanılan bölümü, geri iş diye tanımlanır.

Gaz türbinleri günümüzde yaygın olarak uçaklarda ve elektrik güç üretiminde kullanılmaktadır. Gaz türbinleri uçaklarda kullanıldığı zaman, türbinde üretilen güç kompresörü ve yardımcı cihazlara elektrik enerjisi sağlayan küçük bir jeneratörü çalıştırmak için kullanılır. Uçağı iten gücü ise, yüksek hızda türbinden çıkan egzoz gazları sağlar. Gaz türbinleri ayrıca yerleşik güç santrallerinde elektrik üretimi için kullanılır. Görece olarak düşük maliyetleri ve çabuk devreye girebilmelerinden dolayı, gaz türbinlerinden özellikle elektrik gereksiniminin zamanla değişen bölümünü karşılamak için yararlanılır. Elektrik üretiminin çoğu ise, bir sonraki bölümde incelenecek olan buharlı güç santrallerinde yapılır. Bir gaz türbiniyle buhar santrali birbiriyle bağlantılı olarak da kullanılabilir. Bu tür bir birleşik çevrimde, gaz türbininden çıkan egzoz gazları, buhar çevrimi için gerekli ısıyı sağlar. Gaz türbini çevrimleri, nükleer santrallerde kapalı çevrimde de kullanılabilir. Kapalı çevrimde akışkan olarak hava kullanma zorunluluğu yoktur, bu nedenle helyum gibi daha elverişli bir gaz kullanılabilir.

Donanmaların büyük bir bölümünde gaz türbinleri hem itici güç sağlamak hem de elektrik üretmek için kullanılmaktadır. Buhar santrallerine ve diesel motorlarına kıyasla gaz türbinlerinin güç/ağırlık oranları daha yüksektir. Ayrıca güvenilirlik, dayanıklılık ve işletme kolaylığı bakımlarından gaz türbinlerinin üstünlüğü vardır. Bir buharlı güç santralinin devreye girmesi 4 saati bulurken, gaz türbini 2 dakika içinde devreye girer. Buna karşılık, basit çevrime göre çalışan gaz türbinlerinin yakıt tüketimleri oldukça yüksektir. Bugün gemilerde diesel ve gaz türbinli sistemler birlikte kullanılmaktadır, diesel motorları düşük hızda seyir sırasında güçlü verimli bir biçimde sağlarken, gaz türbinleri yüksek hız gerektiği zaman devreye girmektedir.

Gaz türbinli santrallerde, kompresör işinin türbin işine oranı geri iş oranı diye adlandırılır (Şekil 8-34). Genelde türbin işinin yarıdan çoğu kompresörü çalıştırmak için kullanılır. Geri iş oranı, türbin ve kompresörün adyabatik verimleri düşük olduğu zaman daha da yüksek olur. Oysa buhar santrallerinde pompalama için tüketilen güç, türbinin ürettiği gücün yüzde biri mertebesindedir. Bu gözlem şaşırtıcı değildir, çünkü buhar santrallerinde akıştırılan akışkan sıvı, gaz türbinlerinde ise gazdır. Hatırlanacağı gibi, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman, tersinir sürekli akış işi akışkanın özgül hacmine bağlıdır ($w = -\int v\,dP$).

Geri iş oranı yüksek olan bir güç santralinde, kompresörün gerektirdiği gücü sağlamak için daha büyük bir türbin gerekecektir. Bu nedenle, aynı net güce sahip bir gaz türbinli santralle buhar türbinli santral karşılaştırıldığı zaman, gaz türbinli santralin türbini daha çok güç üretmek zorundadır.

ÖRNEK 8-5

İdeal Brayton çevrimine göre çalışan bir güç santralinin basınç oranı 8'dir. Gaz sıcaklığı kompresör girişinde 300 K, türbin girişinde ise 1300 K'dir. Hava standardı kabullerini kullanarak ve özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak, (a) kompresör ve türbin çıkışında gazın sıcaklığını, (b) geri iş oranını, (c) çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

Çözüm Çevrimin *T-s* diyagramı Şekil 8-35'te gösterilmiştir. Hava standardı kabullerine göre, aracı akışkan olan hava mükemmel bir gazdır, çevrimi oluşturan tüm hal değişimleri içten tersinirdir, yanma ve egzoz işlemlerinin yerini, çevrime ısı verilmesi ve çevrimden ısı atılması işlemleri alır. Ayrıca kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse, sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi 8-15 numaralı denklemle verilen sadeleştirilmiş biçimini alır.

(*a*) Kompresör ve türbin çıkışında havanın sıcaklıkları, enerjinin korunumu denklemini 1-2 ve 3-4 hal değişimlerine uygulayarak hesaplanabilir:

1-2 hal değişimi (mükemmel bir gazın izantropik sıkıştırılması):

$$T_1 = 300\ \text{K} \longrightarrow h_1 = 300.19\ \text{kJ/kg}, \quad P_{r_1} = 1.386$$

$$P_{r_2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r_1} = (8)(1.386) = 11.09 \longrightarrow T_2 = 540\ \text{K} \quad \text{(kompresör çıkışında)}$$

$$h_2 = 544.35\ \text{kJ/kg}$$

3-4 hal değişimi (mükemmel gazın izantropik genişlemesi):

$$T_3 = 1300\ \text{K} \longrightarrow h_3 = 1395.97\ \text{kJ/kg}, \quad P_{r_3} = 330.9$$

$$P_{r_4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r_3} = \left(\frac{1}{8}\right)(330.9) = 41.36 \longrightarrow T_4 = 770\ \text{K} \quad \text{(türbin çıkışında)}$$

$$h_4 = 789.11\ \text{kJ/kg}$$

(*b*) Geri iş oranını bulabilmek için, öncelikle kompresör ve türbin işlerinin hesaplanması gerekir:

$$-w_k = w_{k,\,\text{giren}} = h_2 - h_1 = (544.35 - 300.19)\ \text{kJ/kg} = 244.16\ \text{kJ/kg}$$

$$w_t = h_3 - h_4 = (1395.97 - 789.11)\ \text{kJ/kg} = 606.86\ \text{kJ/kg}$$

Böylece, geri iş oranı,

$$r_{gi} = \frac{w_{k,\,\text{giren}}}{w_t} = \frac{244.16\ \text{kJ/kg}}{606.86\ \text{kJ/kg}} = 0.402$$

olarak bulunur. Türbinden elde edilen işin yüzde 40.2'si kompresörü çalıştırmak için kullanılmaktadır.

(*c*) Çevrimin ısıl verimi, çevrimin net işinin, çevrime giren toplam ısıya oranıdır:

$$q_g = h_3 - h_2 = (1395.97 - 544.35)\ \text{kJ/kg} = 851.62\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{net} = w_t - w_{k,\,\text{giren}} = (606.86 - 244.16)\ \text{kJ/kg} = 362.7\ \text{kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{362.7\ \text{kJ/kg}}{851.62\ \text{kJ/kg}} = 0.426\ \text{(veya \%42.6)}$$

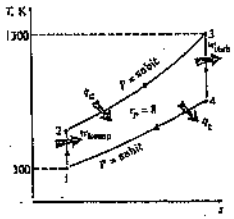
Isıl verim,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_ç}{q_g}$$

bağıntısından da hesaplanabilir, burada,

$$q_ç = h_4 - h_1 = (789.11 - 300.19)\ \text{kJ/kg} = 488.92\ \text{kJ/kg}$$

olmaktadır.



ŞEKİL 8-35
Örnek 8-5'te incelenen Brayton çevriminin *T-s* diyagramı.

Soğuk hava standardı kabulleri altında, başka bir deyişle, yukarıda yapılan kabullere ek olarak, özgül ısılar oda sıcaklığında sabit kabul edilirse, ısıl verim 8-17 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\eta_{th,\,\text{Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{8^{(1.4-1)/1.4}} = 0.448$$

Bu değer, yukarıda özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak bulunan değere oldukça yakındır.

Gerçek Gaz Türbini Çevriminin İdeal Çevrimden Farklılığı

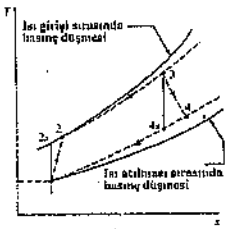
Gerçek gaz türbini çevrimi ideal Brayton çevriminden bazı bakımlardan ayrılır. Öncelikle, ısı geçişi sırasında az da olsa basınç kaybı vardır. İkinci olarak, sürtünme ve sanki-dengeli-olmayan hal değişimlerinden kaynaklanan tersinmezliklerden dolayı kompresör işi daha çok, türbin işi daha az olur. Gerçek türbinin ve kompresörün çalışmasıyla kuramsal (izantropik) genişleme ve sıkıştırma arasında bir ilişki, türbin ve kompresör için adyabatik verim tanımlarından yararlanarak kurulabilir:

$$\eta_K = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} \tag{8-19}$$

ve

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \tag{8-20}$$

Burada, 2 ve 4, Şekil 8-36'da gösterildiği gibi, sırasıyla kompresör ve türbindeki gerçek çıkış hallerini, 2*s* ve 4*s* ise izantropik sıkıştırma ve genişleme sonrasındaki halleri simgelemektedir. Türbin ve kompresör veriminin, çevrimin ısıl verimi üzerindeki etkisi aşağıda verilen örnekte açıklanmıştır.



ŞEKİL 8-36
Gerçek gaz türbini çevriminin tersinmezlikler nedeniyle ideal Brayton çevriminden sapması.

ÖRNEK 8-6

8-5 numaralı örnekte, kompresör ve türbin adyabatik verimlerini sırasıyla yüzde 80 ve yüzde 85 alarak, (*a*) geri iş oranını, (*b*) çevrimin ısıl verimini, (*c*) havanın türbinden çıkış sıcaklığını hesaplayın.

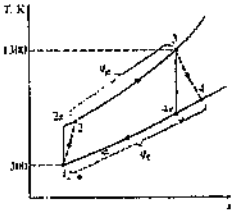
Çözüm (*a*) Çevrimin *T-s* diyagramı Şekil 8-37'de gösterilmiştir. Gerçek kompresör ve türbin işleri, 8-19 ve 8-20 numaralı denklemlerle tanımlanan kompresör ve türbin verimlerini kullanarak hesaplanabilir:

Kompresör: $$w = \frac{w_s}{\eta_k} = \frac{-244.16\ \text{kJ/kg}}{0.80} = -305.20\ \text{kJ/kg}$$

Türbin: $$w = \eta_T w_s = (0.85)(606.86\ \text{kJ/kg}) = 515.83\ \text{kJ/kg}$$

Böylece, $$r_{gi} = \frac{w_{k,\,\text{giren}}}{w_t} = \frac{305.20\ \text{kJ/kg}}{515.83\ \text{kJ/kg}} = 0.592$$

Görüldüğü gibi geri iş oranı, kompresör ve türbinde olan tersinmezlikler nedeniyle artmış ve daha önce türbin işinin yüzde 40.2'si kompresörü çalıştırmak için kullanılırken, bu oran şimdi yüzde 59.2'ye yükselmiştir.



ŞEKİL 8-37
Örnek 8-6'da incelenen gaz türbini çevriminin *T-s* diyagramı.

(b) Bu durumda hava kompresörden daha yüksek bir sıcaklık ve entalpiyle çıkacaktır:

$$w_{k,\,giren} = h_2 - h_1 \longrightarrow h_2 = h_1 + w_{k,\,giren}$$
$$= (300.19 + 305.20)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 605.39\ \text{kJ/kg} \quad (\text{ve } T_2 = 598\ \text{K})$$

Çevrime verilen ısı ve net iş yeniden hesaplanırsa,

$$q_g = h_3 - h_2 = (1395.97 - 605.39)\ \text{kJ/kg} = 790.58\ \text{kJ/kg}$$
$$w_{net} = w_t - w_{k,\,giren} = (515.83 - 305.20)\ \text{kJ/kg} = 210.63\ \text{kJ/kg}$$

elde edilir ve ısıl verim,

$$\eta_{ter} = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{210.63\ \text{kJ/kg}}{790.58\ \text{kJ/kg}} = 0.266\ (\text{veya } \%26.6)$$

olarak bulunur. Türbin ve kompresörde olan tersinmezlikler verimin yüzde 42.6'dan yüzde 26.6'ya düşmesine neden olmuştur. Bu örnek bir gaz türbini santralinin veriminin, türbin ve kompresör verimlerine ne kadar duyarlı olduğunu göstermektedir. Gerçekten de gaz türbinlerinin diğer motorlarla rekabet edebilmeleri ancak kompresör ve türbin tasarımlarında gerçekleşen önemli gelişmeler sonucu olabilmiştir.

(c) Türbin çıkışındaki hava sıcaklığı, türbine sürekli akışlı açık sistem için birinci yasayı uygulayarak hesaplanabilir:

$$q_{34}^{\nearrow 0} - w_{34} = h_3 - h_4 \longrightarrow h_4 = h_3 - w_t$$
$$= (1395.97 - 515.83)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 880.14\ \text{kJ/kg}$$

Bulunan entalpiye karşı gelen sıcaklık Tablo A-17'den okunabilir:

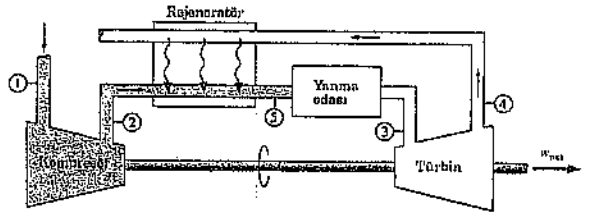
$$T_4 = 853\ \text{K}$$

Bulunan değer kompresör çıkış sıcaklığının ($T_2 = 598$ K) oldukça üzerindedir, bu nedenle çevrime dışarıdan verilen ısıyı azaltmak için bir rejeneratör kullanımı düşünülebilir.

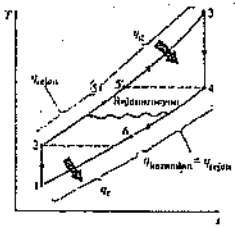
8-9 ■ REJENERATÖRLÜ BRAYTON ÇEVRİMİ

Gaz türbinlerinde türbinden çıkan yanma sonu gazlarının sıcaklığı, genellikle kompresörden çıkan havanın sıcaklığından çok daha yüksektir. Bu nedenle, kompresörden çıkan yüksek basınçlı hava, *rejeneratör* veya *rekuperatör* adı verilen ters akışlı bir ısı değiştiricisinde türbinden çıkan sıcak yanma sonu gazlarıyla ısıtılabilir. Rejeneratörlü bir gaz türbininin genel çizimi ve buna dayalı çevrimin T-s diyagramı Şekil 8-38 ve 8-39'da gösterilmiştir.

Brayton çevriminin ısıl verimi rejeneratör kullanımıyla artar, çünkü basit çevrimde yanma sonu gazlarıyla çevreye verilen ısının bir bölümü yanma odasına giren havayı ısıtmak için kullanılır. Bu nedenle aynı net iş için, yanma odasında çevrime verilen ısı (yakıt girdisi)



ŞEKİL 8-38
Rejeneratörlü bir gaz türbini.



ŞEKİL 8-39
Rejenerasyonlu bir Brayton çevriminin T-s diyagramı.

azalır. Rejeneratör ancak, türbin çıkış sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığından büyük olduğu zaman yarar sağlayacaktır. Tersi durumda, ısı geçişi havadan yanma sonu gazlarına olacak ve verim azalacaktır. Bu durum çok yüksek basınç oranlarında çalışan gaz türbinlerinde ortaya çıkar.

Rejeneratördeki en yüksek sıcaklık, türbinden çıkan ve rejeneratöre giren yanma sonu gazlarının sıcaklığı T_4 olmaktadır. Hava rejeneratörde en çok bu sıcaklığa kadar ısıtılabilir. Uygulamada hava rejeneratörden daha düşük bir sıcaklıkta, T_5 sıcaklığında çıkar. Rejeneratörün iyi yalıtılmış olduğu kabul edilip kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse, yanma sonu gazlarından alınabilecek en fazla ısı geçişi ve gerçekleşen ısı geçişi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$q_{rej,\,gerçek} = h_5 - h_2 \tag{8-21}$$

ve

$$q_{rej,\,maks} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2 \tag{8-22}$$

Rejeneratör **etkinliği** ε, bu denklemler kullanılarak şöyle tanımlanabilir:

$$\varepsilon = \frac{q_{rej,\,gerçek}}{q_{rej,\,maks}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \tag{8-23}$$

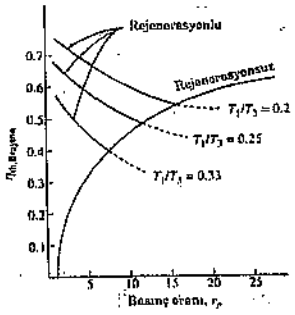
Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alınırsa:

$$\varepsilon \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \tag{8-24}$$

elde edilir. Rejeneratörün etkinliği daha yüksek olursa, havanın yanma öncesinde daha yüksek bir sıcaklığa ısıtılacağı, buna bağlı olarak daha az yakıt tüketileceği açıkça görülmektedir. Fakat daha etkin bir rejeneratör, daha büyük, daha pahalı ve basınç kayıplarının daha fazla olduğu bir ısı değiştiricisi anlamına gelecektir. Bu nedenle çok yüksek etkinliğe sahip bir rejeneratörün ekonomik açıdan olurluğu, yakıttan sağlanan kazancın ısı değiştiricisine fazladan yapılacak harcamadan daha büyük olmasına bağlıdır. Uygulamada kullanılan rejeneratörlerin çoğunun etkinliği yüzde 85'in altındadır.

Soğuk hava standardı kabulleri altında, rejeneratörlü ideal Brayton çevriminin ısıl verimi aşağıda verilmiştir:

$$\eta_{ter,\,rej} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)(r_p)^{(k-1)/k} \tag{8-25}$$



ŞEKİL 8-40
Rejenerasyonlu ve rejenerasyonsuz ideal Brayton çevriminin ısıl verimi.

Görüldüğü gibi, rejeneratörlü ideal Brayton çevriminin ısıl verimi, çevrimin en düşük sıcaklığının en yüksek sıcaklığına oranıyla çevrimin basınç oranına bağlıdır. Rejeneratörlü ideal Brayton çevriminin ısıl verimi Şekil 8-40'ta bu parametrelerin fonksiyonu olarak çizilmiştir. Bu diyagramdan görüleceği gibi, rejenerasyon düşük basınç oranlarında ve düşük (T_1/T_3) oranlarında daha etkin olmaktadır.

ÖRNEK 8-7

8-6 numaralı örnekte incelenen gaz türbini santraline, etkinliği yüzde 80 olan bir rejeneratör konursa santralin ısıl verimi ne olur?

Çözüm Çevrimin *T-s* diyagramı Şekil 8-41'de gösterilmiştir. Öncelikle, etkinliğin tanımından yararlanarak, rejeneratör çıkışında havanın entalpisi hesaplanacaktır:

$$\varepsilon = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2}$$

$$0.80 = \frac{(h_5 - 605.39)\ \text{kJ/kg}}{(880.14 - 605.39)\ \text{kJ/kg}} \longrightarrow h_5 = 825.19\ \text{kJ/kg}$$

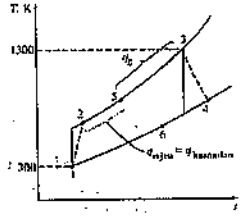
Çevrime verilen ısı,

$$q_g = h_3 - h_5 = (1395.97 - 825.19)\ \text{kJ/kg} = 570.78\ \text{kJ/kg}$$

olmaktadır. Bu değer çevrime verilen ısıda 219.8 kJ/kg azalma olduğunu göstermektedir. Rejeneratörün (sürtünmesiz olduğu kabul edilirse) net işe bir etkisi yoktur. Böylece çevrimin ısıl verimi hesaplanabilir:

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{210.63\ \text{kJ/kg}}{570.78\ \text{kJ/kg}} = 0.369\ (\text{veya } \%36.9)$$

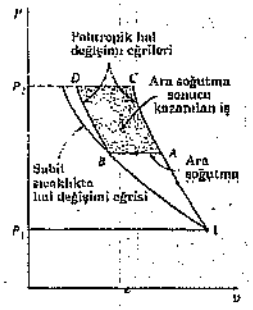
Görüldüğü gibi santralin ısıl verimi, rejeneratör konulmasıyla yüzde 26.6'dan 36.9'a yükselmiş, yanma sonu gazlarının enerjisinin bir bölümü geri kazanılmıştır.



ŞEKİL 8-41
Örnek 8-7'de ele alınan rejeneratörlü Brayton çevrimi.

8-10 ■ ARA SOĞUTMALI, ARA ISITMALI, REJENERATÖRLÜ BRAYTON ÇEVRİMİ

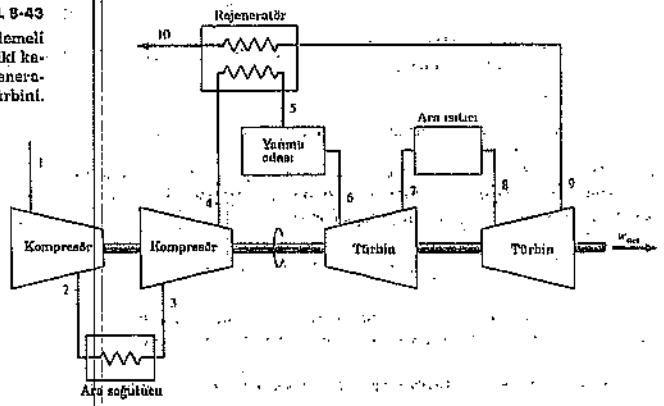
Bir gaz türbini çevriminin net işini bulmak için, kompresör işi türbin işinden çıkarılır. Bu nedenle net işin artması türbin işinin artması ve/veya kompresör işinin azalmasıyla gerçekleşebilir. Bir gazı sıkıştırmak için gerekli iş, sıkıştırma işlemini kademelerde yaparak ve kademeler arasında gazı soğutarak azaltılabilir (Şekil 8-42). Bu konu 6. Bölümde *ara soğutmalı, çok kademeli sıkıştırma* başlığı altında incelenmişti. Kademe sayısı arttıkça, sıkıştırma işlemi kompresör giriş sıcaklığında izotermal olarak gerçekleşir ve sıkıştırma işi azalır.



ŞEKİL 8-42
Tek kademeli kompresör (1AC) ile arasoğutmalı iki kademeli (1ABD) için gerekli iş.

Benzer bir biçimde, belirli bir basınç aralığında çalışan bir türbinin yaptığı iş, genişlemeyi kademelerde yaparak ve kademeler arasında gazı ısıtarak artırılabilir. Bu işleme *ara ısıtmalı çok kademeli genişleme* adı verilir. Ara ısıtma çevrimin en yüksek sıcaklığını artırmadan yapılır. Kademe sayısı arttıkça genişleme izotermal olarak gerçekleşir. Yukarıda açıklanan düşüncelerin arkasında basit olgu vardır. Sürekli akışlı sıkıştırma veya genişleme işi, özgül hacimle orantılıdır. Bu nedenle, sıkıştırma sırasında özgül hacim olabildiğince küçük, genişleme sırasında da olabildiğince büyük olmalıdır. Ara soğutma ve ara ısıtmayla yapılan tam olarak budur.

Ara soğutma ve ara ısıtma yapıldığı zaman, akışkan basit çevrime oranla kompresörden daha düşük, türbinden ise daha yüksek bir sıcaklıkta çıkar. Bu durumda çevrime bir rejeneratör eklenmesi yararlı olur, çünkü kompresörden çıkan akışkanla türbinden çıkan akışkan arasında daha büyük bir sıcaklık farkı vardır. Başka bir deyişle, kompresörden çıkan akışkana, yanma odasına girmeden önce, egzoz gazlarından daha fazla ısı aktarılabilir. Ara soğutmalı ara ısıtmalı ve rejeneratörlü, iki kademeli ideal gaz türbini çevriminin genel çizimi ve *T-s* diyagramı sırasıyla Şekil 8-43 ve Şekil 8-44'te verilmiştir. Akışkan, kompresörün birinci kademesine 1 halinde girer, sabit entropide P_2 basıncına sıkıştırılır ve sonra sabit basınçta 3 haline $(T_3 = T_1)$ soğutulur. Akışkan



ŞEKİL 8-43
Ara soğutmalı iki kademeli sıkıştırma, ara ısıtmalı iki kademeli genişleme ve rejeneratörü olduğu bir gaz türbini.

kompresörün ikinci kademesinde, sabit entropide P_4 basıncına sıkıştırılır. Daha sonra rejeneratöre 4 halinde giren akışkan sabit basınçta T_9 sıcaklığına ısıtılır. İdeal bir rejeneratörde akışkan rejeneratörde türbin çıkış sıcaklığına ısıtılır, başka bir deyişle $T_5 \cong T_9$ olur. Çevrime birincil ısı geçişi (veya yanma) 5 ile 6 halleri arasında gerçekleşir. Akışkan buradan türbine girer, sabit entropide 7 haline genişledikten sonra ara ısıtıcıda, sabit basınçta 8 haline ısıtılır ($T_8 = T_6$). Daha sonra türbinin ikinci kademesinde 9 haline genişleyen akışkan, rejeneratörde sabit basınçta ısı vererek 10 haline gelir. Çevrim akışkanın sabit basınçta ilk haline soğumasıyla tamamlanır.

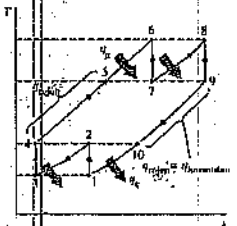
İki kademeli bir kompresörde sıkıştırma işinin en küçük değerini kademelerdeki basınç oranları eşit olduğu zaman aldığı 6. Bölümde gösterilmişti. İki kademeli türbinde de benzer bir durum sözkonusudur. Genişleme işi en büyük değerini, kademelerin basınç oranları eşit olduğu zaman alır. Böylece en uygun çalışma düzeninde,

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{ve} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} \tag{8-26}$$

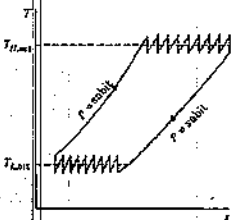
olur. Gerçek gaz türbini çevrimlerinin çözümlemesinde, kompresör, türbin ve rejeneratördeki tersinmezliklerle ısı değiştiricilerindeki basınç kayıpları gözönüne alınmalıdır.

Ara soğutma ve ara ısıtma, gaz türbini çevriminin geri iş oranını olumlu yönde etkiler (azaltır). Fakat bu, ısıl verimin de artacağı anlamına gelmez. Gerçekte, ara soğutma ve ara ısıtma, rejenerasyonla birlikte uygulanmadığı zaman ısıl verim her zaman azalır. Bunun nedeni, ara soğutmanın çevrime ısı verilen ortalama sıcaklığı azaltması, ara ısıtmanın ise çevrimden ısı atılan ortalama sıcaklığı yükseltmesidir. Bu durum Şekil 8-44'te açıkça görülmektedir. Bu nedenle, gaz türbini santrallerinde ara soğutma ve ara ısıtma yapıldığında sisteme bir rejeneratör de eklenir.

Sıkıştırma ve genişleme kademeleri artırılırsa, ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve rejeneratörlü ideal gaz türbini çevrimi, Şekil 8-46'da görüldüğü gibi, Ericsson çevrimine benzer, çevrimin ısıl verimi de kuramsal sınır olan Carnot verimine yaklaşır. Fakat eklenecek her kademenin ısıl verime etkisi daha az olacağı için, kompresör ve türbinlerde kademelendirme ekonomik bakımdan iki veya üçle sınırlıdır.



ŞEKİL 8-44
Ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve rejeneratörlü bir ideal gaz türbini çevriminin T-s diyagramı.

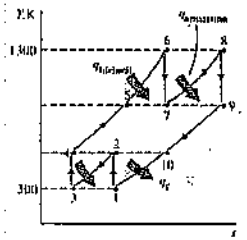


ŞEKİL 8-45
Arasoğutmalı, aratsıtmalı ve rejeneratörlü gaz türbini çevriminde sıkıştırma ve genişleme kademeleri sayısı arttıkça Ericsson çevrimine yaklaşılır.

ÖRNEK 8-8

İdeal bir gaz türbini çevriminde sıkıştırma ve genişleme iki kademede yapılmakta olup toplam basınç oranı 8'dir. Hava kompresörün her iki kademesine de 300 K sıcaklıkta, türbinin her iki kademesine de 1300 K sıcaklıkta girmektedir. Bu gaz türbini çevriminin geri iş oranını ve ısıl verimini, çevrimde (*a*) rejeneratör kullanılmadığını, (*b*) etkinliği yüzde 100 olan ideal bir rejeneratör kullanıldığını kabul ederek hesaplayın. Elde edilen sonuçları 8-5 numaralı örneğin sonuçlarıyla karşılaştırın.

Çözüm Problemde verilen gaz türbini çevriminin T-s diyagramı Şekil 8-46'da gösterilmiştir. Çevrimin ideal olduğu belirtilmiştir, bu nedenle tüm hal değişimleri içten tersinirdir, ara soğutma ve ara ısıtma işlemleri sırasında basınç kayıpları yoktur ($P_2 = P_3$ ve $P_7 = P_8$). İki kademeli sıkıştırma ve genişlemede,



ŞEKİL 8-46
Örnek 8-8'de incelenen gaz türbini çevriminin T-s diyagramı.

basınç oranları kademelerde eşit olduğu zaman en uygun sonuç elde edilmektedir. Bu konu 6. Bölümde açıklanmıştı. Böylece:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \sqrt{8} = 2.83 \quad \text{ve} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} = \sqrt{8} = 2.83$$

Hava kompresörün her iki kademesine de aynı sıcaklıkta girmektedir ve her iki kademenin de adyabatik verimi yüzde 100'dür. Bu nedenle havanın kademelerden çıkış sıcaklığı ve entalpisi eşit olacaktır. Benzer bir düşünce türbin için de yürütülebilir. Bu nedenle:

Girişlerde: $T_1 = T_3$, $h_1 = h_3$ ve $T_6 = T_8$, $h_6 = h_8$

Çıkışlarda: $T_2 = T_4$, $h_2 = h_4$ ve $T_7 = T_9$, $h_7 = h_9$

Bu durumda kompresörde her kademede girilen iş, türbinde de her kademeden elde edilen iş eşit olacaktır.

(a) Rejeneratörsüz çevrim. Özelikler Tablo A-17'den okunursa:

$$T = 300 \text{ K} \longrightarrow h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg}$$
$$P_{r1} = 1.386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = \sqrt{8}(1.386) = 3.92 \longrightarrow T_2 = 403.3 \text{ K}$$
$$h_2 = 404.33 \text{ kJ/kg}$$

$$T_6 = 1300 \text{ K} \longrightarrow h_6 = 1395.97 \text{ kJ/kg}$$
$$P_{r6} = 330.9$$

$$P_{r7} = \frac{P_7}{P_6} P_{r6} = \frac{1}{\sqrt{8}}(330.9) = 117.0 \longrightarrow T_7 = 1006.4 \text{ K}$$
$$h_7 = 1053.35 \text{ kJ/kg}$$

Kompresörde ve türbinde yapılan işler hesaplanırsa:

$$w_{k,g} = 2(w_{k,g,1}) = 2(h_2 - h_1) = 2(404.33 - 300.19) \text{ kJ/kg}$$
$$= 208.28 \text{ kJ/kg}$$
$$w_t = 2(w_{t,1}) = 2(h_6 - h_7) = 2(1395.97 - 1053.35) \text{ kJ/kg}$$
$$= 685.24 \text{ kJ/kg}$$
$$w_{net} = w_t - w_{k,g} = (685.24 - 208.28) \text{ kJ/kg} = 476.96 \text{ kJ/kg}$$
$$q_g = q_{birincil} + q_{ara\ isıtma} = (h_6 - h_4) + (h_8 - h_7)$$
$$= (1395.97 - 404.33) \text{ kJ/kg} + (1395.97 - 1053.35) \text{ kJ/kg}$$
$$= 1334.19 \text{ kJ/kg}$$

Böylece:

$$r_{gi} = \frac{w_{k,g}}{w_t} = \frac{208.28 \text{ kJ/kg}}{685.24 \text{ kJ/kg}} = 0.304 \text{ (veya \%30.4)}$$

$$\eta_{ıl} = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{476.96 \text{ kJ/kg}}{1334.19 \text{ kJ/kg}} = 0.357 \text{ (veya \%35.7)}$$

Bu sonuçlar, tek kademeli sıkıştırma ve genişlemenin olduğu Örnek 8-5'te elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığı zaman, çok kademeli ara soğutmalı sıkıştırma ve çok kademeli ara ısıtmalı genişlemenin geri iş oranını iyileştirdiğini (yüzde 40.2'den yüzde 30.4'e düşmektedir), fakat ısıl verimi azalttığını (yüzde 42.6'dan yüzde 35.7'ye düşmektedir) göstermektedir. Bu nedenle gaz türbinli

santrallerde sisteme rejeneratör eklenmeden ara soğutma ve ara ısıtma yapılması önerilmez.

(b) Rejeneratörlü çevrim: Sisteme ideal, başka bir deyişle etkinliği yüzde 100 olan bir rejeneratörün eklenmesi, kompresör ve türbinde yapılan işleri etkilemez. Bu nedenle rejeneratör kullanılsın veya kullanılmasın çevrimin net işi ve geri iş oranı aynı olacaktır. Bununla birlikte rejeneratör, kompresörden çıkan havayı türbinin egzoz gazlarıyla ısıtarak, çevrime dışarıdan verilmesi gerekli ısıyı azaltır. İdeal bir rejeneratörde, kompresörden çıkan hava, yanma odasına girmeden önce, türbin çıkış sıcaklığına (T_9) ısıtılır. Böylece, hava standardı kabulleri altında, $h_5 = h_7 = h_9$ olur.

Bu durumda çevrime dışarıdan verilen ısı ve ısıl verim aşağıda hesaplanmıştır:

$$q_g = q_{\text{birincil}} + q_{\text{ara ısıtma}} = (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7)$$
$$= (1395.97 - 1053.35)\ \text{kJ/kg} + (1395.97 - 1053.35)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 685.24\ \text{kJ/kg}$$

ve
$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = \frac{476.96\ \text{kJ/kg}}{685.24\ \text{kJ/kg}} = 0.696\ (\text{veya } \%69.6)$$

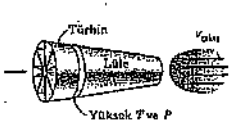
Görüldüğü gibi rejeneratörün eklenmesiyle ısıl verim hemen hemen iki katına çıkmaktadır. Çok kademeli ara soğutmalı sıkıştırma, çok kademeli ara ısıtmalı genişleme ve rejeneratör kullanımının ısıl verim üzerindeki toplam etkisi yüzde 63'ün üzerinde bir artıştır. Sıkıştırma ve genişleme kademelerinin sayısı arttıkça, çevrim Ericsson çevrimine benzeyecek ve ısıl verim,

$$\eta_{\text{th, Ericsson}} = \eta_{\text{th, Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300\ \text{K}}{1300\ \text{K}} = 0.769$$

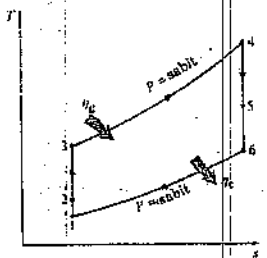
değerine yaklaşacaktır. İkinci kademenin eklenmesi ısıl verimi yüzde 42.6'dan yüzde 69.6'ya yükseltmektedir. Bu, verimde önemli bir artıştır ve ikinci kademe için fazladan yapılması gereken harcamayı haklı gösterebilir. Fakat daha fazla kademenin eklenmesi (kaç adet olursa olsun) verimi ancak yüzde 10 kadar artıracaktır ve büyük bir olasılıkla yapılan harcama ekonomik açıdan karşılıksız kalacaktır.

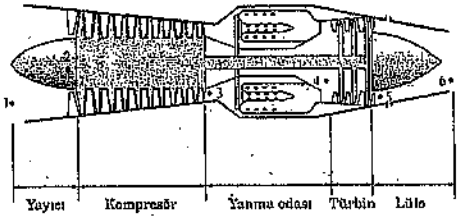
8-11 ■ İDEAL TEPKİLİ ÇEVRİMLER

Hafif ve küçük boyutlu oldukları için gaz türbinleri uçaklarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Gaz türbinlerinin güç/ağırlık oranları büyüktür. Uçaklarda kullanılan gaz türbinleri tepkili çevrim adıyla bilinen açık çevrime göre çalışırlar. İdeal tepkili çevrim, basit ideal Brayton çevrimine benzer, fakat burada gazlar türbinde çevre basıncına kadar genişlemezler. Bunun yerine türbindeki genişleme, sadece kompresörü çalıştıracak gücü sağlayacak basınca kadardır. Başka bir deyişle, tepkili çevrimin net işi sıfırdır. Türbinden çıkan yüksek basınçlı gazlar bir lülede genişleyerek hız kazanır ve uçağı itecek tepkiyi sağlar (Şekil 8-47). Uçak gaz türbinleri daha yüksek basınç oranlarında (genellikle 10 ile 25 arasında) çalışırlar. Ayrıca kompresörde sıkıştırılmadan önce akışkan bir yayıcıdan geçirilir ve burada hızı düşürülerek basıncı artırılır.



ŞEKİL 8-47
Jet motorlarında, türbinden çıkan yüksek sıcaklık ve basınçtaki gazlar bir lülede hızlandırılarak tepki üretilir.





ŞEKİL 8-48
Bir tepkili motorun bölümleri ve ideal tepkili çevrimin T-s diyagramı.

Uçakların hareketi, bir akışkanı, uçağın gidiş yönüne ters yönde hızlandırarak sağlanır. Bu işlem ya büyük bir akışkan kütlesininin hızını az miktarda artırarak (pervaneli motor), ya daha az bir akışkan kütlesinin hızını büyük miktarda artırarak (jet veya tepkili motor), ya da her iki yöntemi birlikte uygulayarak (turboprop motoru) yapılır.

Bir tepkili motorun genel çizimi ve tepkili çevrimin T-s diyagramı Şekil 8-48'de gösterilmiştir. Hava yayıcıda yavaşlarken basıncı biraz artar. Kompresörde sıkıştırılan hava daha sonra yanma odasında yakıtla karıştırılarak sabit basınçta yakılır. Yüksek sıcaklıkta ve basınçta türbine giren yanma sonu gazları, bir ara basınca kadar genişleyip kompresörü çalıştıracak gücü sağlar. Son olarak gazlar bir lülede çevre basıncına kadar genişleyerek, motordan yüksek hızla çıkar.

İdeal çevrimde türbin işi, kompresör işine eşittir. Ayrıca yayıcı, kompresör, türbin ve lüledeki hal değişimleri izantropik kabul edilir. Fakat gerçek çevrimler çözümlenirken, bu sistemlerdeki tersinmezlikler gözönüne alınmalıdır. Tersinmezlikler nedeniyle bir jet motorundan elde edilebilecek tepki azalır.

Bir tepkili motordan elde edilen tepki, motora giren düşük hızlı havanın momentumuyla motordan çıkan yüksek hızlı havanın momentumu arasındaki farktan kaynaklanan dengelenmemiş kuvvettir. Tepki, Newton'un ikinci yasasından hesaplanır. Tepkili motora giriş ve çıkıştaki basınçlar çevre basıncına eşittir. Böylece motordan elde edilen net tepki, aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir:

$$F = (\dot{m}\,V)_ç - (\dot{m}\,V)_g = \dot{m}\,(V_ç - V_g) \quad \text{(N)} \qquad (8\text{-}27)$$

Burada $V_ç$ yanma sonu gazlarının türbinden çıkış hızı, V_g ise havanın yayıcıya giriş hızıdır. Bu hızlar uçağa göre belirlenirler, başka bir deyişle, V_g durgun havada seyreden bir uçak için; seyir hızıdır. Gerçek uygulamada motora giren ve çıkan kütle debileri, yanma odasında eklenen yakıt nedeniyle farklıdır. Fakat tepkili motorların hava/yakıt oranları genellikle çok yüksektir, bu nedenle yakıtın kütle debisi ihmal edilip 8-27 numaralı denklemdeki $\dot{m}$ değeri havanın kütle debisi olarak alınabilir. Sabit hızda giden bir uçak için, tepki uçak çevresindeki akış direncini karşılar, böylece uçak üzerindeki net kuvvet sıfır olur. Uzun yollarda, uçaklar yüksek irtifada uçarlar; çünkü bu yüksekliklerde havanın yoğunluğu ve buna bağlı olarak akış direnci daha azdır.

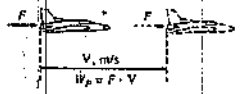
Motorun tepkisiyle oluşan güce tepki gücü adı verilir ve $\dot{W}_T$ ile gösterilir. Tepki gücü, *itici kuvvet (tepki)* ile bu kuvvetin birim zamanda etkidiği *uzunluğun*, başka bir deyişle uçağın hızının çarpımıdır (Şekil 8-49):

$$\dot{W}_T = (F)V_{uçak} = \dot{m}\,(V_ç - V_g)\,V_{uçak} \quad \text{(kW)} \tag{8-28}$$

Bir tepkili motorun net işi sıfırdır. Bu nedenle tepkili çevrimin verimi diğer gaz türbini çevrimlerindeki gibi tanımlanamaz. Burada verimin genel tanımından yola çıkılabilir; başka bir deyişle, verim, elde edilmek istenen değerin harcanan değere oranı olarak düşünülebilir. Bir tepkili motorda elde edilmek istenen, uçağı itecek güçtür: $\dot{W}_T$. Harcanan ise yanma işlemi sırasında sağlanan *yakıtın ısıl enerjisi*dir: $\dot{Q}_g$. Bu iki değerin oranı tepki verimi η_T diye tanımlanır:

$$\eta_T = \frac{\text{tepki gücü}}{\text{çevrime birim zamanda verilen ısı}} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{Q}_g} \tag{8-29}$$

Tepki verimi, yakıtın yanma sırasında açığa çıkan enerjisinin hangi oranda tepkiye dönüştüğünün bir ölçüsüdür. Yakıt enerjisinin geri kalan bölümü, yanma sonu gazlarının yerdeki sabit bir noktaya göre kinetik enerjisini ve motordan çıkan havanın entalpisini artırmak için kullanılmış olur.



ŞEKİL 8-49
Tepki gücü, itici kuvvetle (tepki) uçağın hızının çarpımıdır.

ÖRNEK 8-9

Bir jet uçağı basıncın 35 kPa, sıcaklığın −40 °C olduğu bir yükseklikte 260 m/s hızla uçmaktadır. Kompresörün basınç oranı 10 olup, yanma sonu gazları türbine 1100 °C sıcaklıkta girmektedir. Kompresörden geçen hava debisi 45 kg/s'dir. Soğuk hava standardı kabulleri altında, (*a*) türbin çıkışında gazların sıcaklık ve basıncını, (*b*) lüle çıkışında gazların hızını, (*c*) çevrimin tepki verimini hesaplayın.

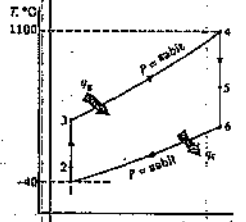
Çözüm Çevrimin *T-s* diyagramı Şekil 8-50'de gösterilmiştir. Soğuk hava standardı kabullerine göre, çevrimdeki tüm hal değişimleri içten tersinirdir, aracı akışkan, mükemmel gaz gibi davranan havadır ve özgül ısılar oda sıcaklığında sabit alınacaktır. Bu durumda $C_p = 1.005$ kJ/kg · K ve $k = 1.4$ olur. Ayrıca yanma işlemi de çevrime ısı verilmesi olarak düşünülecektir.

(*a*) Türbin çıkışındaki sıcaklık ve basıncı hesaplayabilmek için önceki hallerin bilinmesi gerekir.

1-2 hal değişimi (yayıcıda mükemmel gazın izantropik sıkıştırılması): Çözümleme kolaylığı bakımından uçağın sabit olduğu, havanın uçağa doğru $V_1 = 260$ m/s hızla hareket ettiği kabul edilebilir. Ayrıca havanın yayıcıdan çıkış hızı ihmal edilebilir ($V_2 \cong 0$). Yayıcı adyabatiktir ve yayıcıda herhangi bir iş etkileşimi olmamaktadır. Potansiyel enerji değişimi de gözardı edilirse, enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\cancel{q}^{\,0} - \cancel{w}^{\,0} = h_2 - h_1 + \frac{\cancel{V_2^2}^{\,0} - V_1^2}{2}$$

$$0 = C_p(T_2 - T_1) - \frac{V_1^2}{2}$$



ŞEKİL 8-50
Örnek 8-9'da incelenen turbojet çevriminin *T-s* diyagramı.

$$T_2 = T_1 + \frac{V_1^2}{2C_p}$$

$$= 233\ \text{K} + \frac{(260\ \text{m/s})^2}{2(1.005\ \text{kJ/(kg·K)})}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 266.6\ \text{K}$$

$$P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (35\ \text{kPa})\left(\frac{266.6\ \text{K}}{233\ \text{K}}\right)^{1.4/(1.4-1)} = 56.1\ \text{kPa}$$

2-3 hal değişimi (kompresörde mükemmel gazın izantropik sıkıştırılması):

$$P_3 = (r_p)(P_2) = (10)(56.1\ \text{kPa}) = 561\ \text{kPa}$$

$$T_3 = T_2\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{(k-1)/k} = (266.6\ \text{K})(10)^{(1.4-1)/1.4} = 514.7\ \text{K}$$

4-5 hal değişimi (türbinde mükemmel gazın izantropik genişlemesi): Kompresör ve türbinde kinetik enerji değişimleri ihmal edilir, türbin işinin kompresör işine eşit olduğu kabul edilirse, türbin çıkışındaki sıcaklık ve basınç hesaplanabilir:

$$w_{k,\,giren} = w_{ç}$$

$$h_3 - h_2 = h_4 - h_5$$

$$C_p(T_3 - T_2) = C_p(T_4 - T_5)$$

$$T_5 = T_4 - T_3 + T_2 = (1373 - 514.7 + 266.6)\ \text{K} = 1124.9\ \text{K}$$

$$P_5 = P_4\left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{k/(k-1)} = (561\ \text{kPa})\left(\frac{1124.9\ \text{K}}{1373\ \text{K}}\right)^{1.4/(1.4-1)} = 279.3\ \text{kPa}$$

(*b*) Havanın lüle çıkışındaki hızını hesaplamak için, önce lüle çıkışındaki sıcaklığın bulunması, daha sonra lüledeki akışa enerjinin korunumu denkleminin uygulanması gerekir.

5-6 hal değişimi (lülede mükemmel gazın izantropik genişlemesi):

$$T_6 = T_5\left(\frac{P_6}{P_5}\right)^{(k-1)/k} = (1124.9\ \text{K})\left(\frac{35\ \text{kPa}}{279.3\ \text{kPa}}\right)^{(1.4-1)/1.4} = 621.4\ \text{K}$$

$$\cancel{q}^{\,0} - \cancel{w}^{\,0} = h_6 - h_5 + \frac{\cancel{V_6^2}^{\,0} - V_5^2}{2}$$

Lüle adyabatiktir ve lülede herhangi bir iş etkileşimi yoktur, ayrıca $V_6 >> V_5$ olduğu için, $V_5^2 \cong 0$ kabul edilebilir. Bu kabullerle,

$$0 = C_p(T_6 - T_5) - \frac{V_6^2}{2}$$

$$V_6 = \sqrt{2C_p(T_5 - T_6)}$$

$$= \sqrt{2(1.005\ \text{kJ/(kg·K)})(1124.9 - 621.4)\ \text{K}\left(\frac{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$

$$= 1006.0\ \text{m/s}$$

elde edilir.

(c) Bir tepkili motorun tepki verimi, tepki gücünün akışkana birim zamanda verilen ısıya oranıdır:

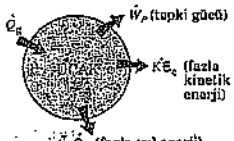
$$\dot{W}_t = \dot{m}(V_ç - V_{uçak})V_{uçak}$$
$$= (45\ \text{kg/s})[(1006.0 - 260)\ \text{m/s}](260\ \text{m/s})\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$
$$= 8728.2\ \text{kJ/s}$$
$$\dot{Q}_g = \dot{m}(h_4 - h_3) = \dot{m}C_p(T_4 - T_3)$$
$$= (45\ \text{kg/s})[1.005\ \text{kJ/(kg·K)}][(1373 - 514.7)\ \text{K}]$$
$$= 38816.6\ \text{kJ/s}$$
$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{Q}_g} = \frac{8728.2\ \text{kJ/s}}{38816.6\ \text{kJ/s}} = 0.225\ (\text{veya } \%22.5)$$

Çevrime verilen enerjinin yüzde 22.5'i uçak yüzeyindeki hava direncini yenmek ve uçağı hareket ettirmek için kullanılmaktadır.

Geri kalan enerjiye ne olduğunu merak edenler için, hesap aşağıdadır:

$$\dot{KE}_ç = \dot{m}\frac{V_{jet}^2}{2} = (45\ \text{kg/s})\left(\frac{[(1006.0 - 260)\ \text{m/s}]^2}{2}\right)\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$
$$= 12521.6\ \text{kJ/s}\quad (\%32.2)$$
$$\dot{Q}_ç = \dot{m}(h_6 - h_1) = \dot{m}C_p(T_6 - T_1)$$
$$= (45\ \text{kg/s})[1.005\ \text{kJ/(kg·K)}][(621.4 - 233)\ \text{K}]$$
$$= 17565.4\ \text{kJ/s}\quad (\%45.3)$$

Çevrime verilen enerjinin yüzde 32'si yerde sabit bir noktaya göre gazların fazladan kinetik enerjisi olarak kendini göstermektedir. Çevrime verilen enerjinin yüzde 45.3'ü ise egzoz gazlarının çevre havaya göre entalpi artışıdır. Başka bir deyişle, çevrime verilen enerjinin yüzde 77.5'i sonuçta atmosferdeki havanın iç enerjisini artırmak için kullanılmaktadır (Şekil 8-51).

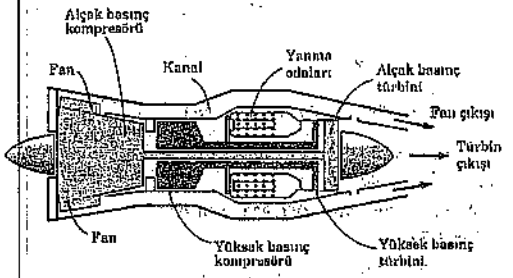


ŞEKİL 8-51
Yakıt yakılmasıyla uçağa sağlanan enerji değişik biçimlere dönüşür.

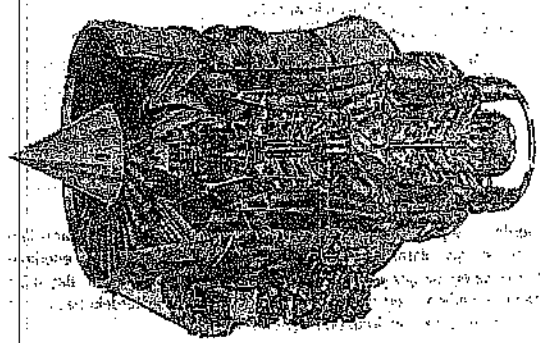
Tepkili Motorlarda Gelişmeler

Birinci kuşak uçaklar, otomobil motorlarına çok benzeyen motorlarla çalışan pervaneli uçaklardı. Hava ulaşımında en önemli gelişme 1952 yılında tepkili (turbojet) motorun kullanıma girmesiyle oldu. Hem pervaneli, hem de tepkili motorların kendilerine göre üstünlükleri ve eksik yanları vardır. Her iki motorun üstün yanlarını tek bir motorda birleştirmek için çeşitli çabalar olmuştur. Bu yönde sağlanan gelişmelerden ikisi *propjet motoru* ve *turbofan motoru*dur.

Günümüzde en yaygın kullanılan uçak motoru, turbofan motorudur. Bu motorda, türbine bağlı büyük bir fan (pervane, döner kanat), Şekil 8-52 ve 8-53'te görüldüğü gibi oldukça yüksek debide havayı tepkili motoru çevreleyen bir kanalda akmaya zorlar. Hava fan kanalından daha yüksek bir hızda çıkar ve motorun toplam tepkisini artırır. Turbofan motoru basit bir olguya dayanır. Belirli bir güç için, debisi fazla fakat hızı düşük bir hava akışı, debisi az ama hızı fazla bir hava akışından daha fazla tepki üretir. İlk ticari turbofan motoru 1955 yılında başarıyla denenmiştir.



ŞEKİL 8-52
Bir turbofan motoru. [*Kaynak:* The Aircraft Gas Turbine and Its Operation. © United Aircraft Corporation (Now United Technologies Corporation), 1961, 1974.]

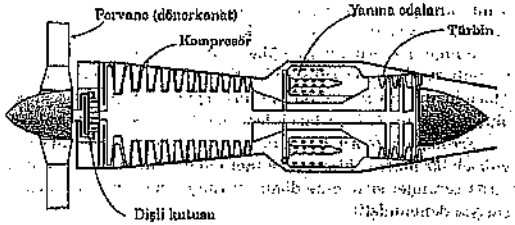


ŞEKİL 8-53
Bir turbofan motorunun kesiti. [*Kaynak:* Allied-Signal Aerospace Company, Garrett Engine Division.]

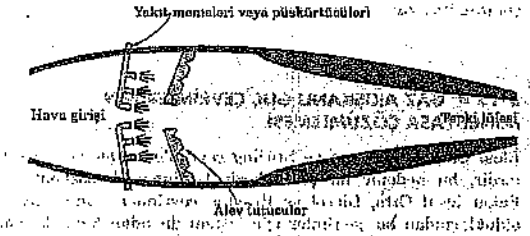
Bir turbofan motoru, fanı örten tombul görünüşlü motor kaplamasıyla, ince uzun bir turbojet motorundan kolayca ayırdedilebilir. Bir turbojet motorunda üretilen tepki, motordan ses hızının iki katına yaklaşan bir hızla çıkan yanma sonu (egzoz) gazlarından kaynaklanmaktadır. Bir turbofan motorunda, yüksek hızlı egzoz gazları, fandan geçen daha düşük hızda havayla karışır, bunun sonucu olarak da motor gürültüsü önemli ölçüde azalır.

Yeni soğutma teknikleriyle, yanma odası çıkışında gaz sıcaklıkları 1500 °C'a kadar yükseltilebilmiş, ısıl verimde önemli artışlar sağlanmıştır. Bu değer türbin kanat malzemesinin erime sıcaklığının 100 °C üzerindedir. Turbofan motorları, jumbo jet gibi üstün teknoloji ürünü uçakların gelişmesine öncülük etmiştir. Yaklaşık 400 000 kg ağırlığında olan bir jumbo jet uçağı, 400 yolcuyu, 10000 km uzaklığa saatte 950 km hızla taşıyabilmektedir.

Bir turbofan motorunda yanma odasının dışından geçen hava debisinin yanma odasından geçen hava debisine oranı, *fan debi oranı (bypass ratio)* diye bilinir. Fan debi oranı yüksek olan ilk ticari motorlarda bu oran beş değerindeydi. Fan debi oranının artması turbofan



ŞEKİL 8-54
Bir turboprop motoru.
[*Kaynak*: The Aircraft Gas Turbine and Its Operation. © United Aircraft Corporation (Now United Technologies Corporation), 1951, 1974.]



ŞEKİL 8-55
Bir ramjet motoru.
[*Kaynak*: The Aircraft Gas Turbine and Its Operation. © United Aircraft Corporation (Now United Technologies Corporation), 1951, 1974.]

motorunun ürettiği tepkiyi artırır. Bu nedenle fanı örten motor kaplamasını kaldırmanın yararı vardır. Bu şekilde elde edilen motor *propjet* veya *turboprop motoru* diye adlandırılır (Şekil 8-54). Turbofan ve propjet motorları arasındaki fark, temel olarak fan debi oranının aldığı değerden kaynaklanmaktadır. Bu değer turbofan motorlar için 5 veya 6, propjet motorlar için daha yüksek olup 100'e kadar çıkabilir. Genel bir kural olarak tepkinin pervaneyle üretilmesi daha verimlidir, fakat pervaneyle tepki üretimi düşük hız ve yüksekliklerle sınırlıdır. Günümüz propjet motorlarında bu sınır 0.62 Mach (yaklaşık 700 km/h) hız ve 9100 m yükseklik dolaylarındadır. Gelişme aşamasında olan propjet motorlarında (*propfan*) bu sınırlar 0.82 Mach ve 12200 m yüksekliğe genişletilmiştir. Gelecek yıllarda propfan motorlarıyla çalışan orta büyüklük ve orta mesafeli yolcu ve yük uçaklarının, turbofan motorlarıyla çalışan günümüz uçaklarıyla aynı hız ve aynı yükseklikte fakat yüzde 30 daha az yakıt tüketimiyle uçmaları beklenmektedir.

Savaş uçaklarının motorlarında yapılan bir düzenleme, türbinle lülenin arasına artyakıcı (afterburner) adı verilen bir sistemin yerleştirilmesidir. Bu yöntemle, kısa pistlerden kalkışta veya savaş koşullarında fazladan tepki gerektiğinde, türbinden çıkan oksijen açısından zengin yanma sonu gazlarına bir miktar yakıt püskürtülerek, motordan çıkan gazların hızı ve buna bağlı olarak tepki artırılabilir.

Ramjet motoru, Şekil 8-55'te görüldüğü gibi içinde kompresör veya türbin bulunmayan, uygun biçimli bir kanal olup çok hızlı uçaklarda ve füzelerde kullanılır. Motordaki sıkıştırma işlemi motora çok yüksek hızla giren havanın bir engele çarpması ve yavaşlaması (ram etkisi) sonunda sağlanır. Bu nedenle ramjet motorunun çalışabilmesi için önce yüksek bir hıza getirilmesi gerekir.

Ramjet motoru 2 veya 3 Mach hızında (ses hızının 2 veya 3 katında) verimli bir biçimde çalışabilir. Ramjet motorunda hava yaklaşık 0.2 Mach hızına yavaşlatıldıktan sonra, içine yakıt püskürtülerek yakılır ve oluşan yanma sonu gazları lülede genişleyerek hız kazanır.

Scramjet motoru havanın içinden süpersonik hızda (ses hızından yüksek bir hızda) aktığı bir ramjet motorudur. 6 Mach'ın üzerindeki hızlarda scramjet sistemine dönüşen ramjet motorları 8 Mach'a kadar başarıyla denenmiştir.

Son olarak, *roket*, sıvı veya katı yakıtın, oksijenle yanma odasında biraraya getirilerek yakıldığı bir motordur. Yüksek basınçlı yanma sonu gazları daha sonra bir lülede genişler ve roketten çok yüksek hızlarda çıkarak itici kuvveti veya tepkiyi sağlar.

8-12 ■ GAZ AKIŞKANLI GÜÇ ÇEVRİMLERİNİN İKİNCİ YASA ÇÖZÜMLEMESİ

İdeal Carnot, Ericsson ve Stirling çevrimleri *tümden tersinir* çevrimlerdir, bu nedenle bu çevrimlerde tersinmezlik sözkonusu değildir. Fakat ideal Otto, Diesel ve Brayton çevrimleri sadece *içten tersinir* olduklarından bu çevrimler için sistem dışından kaynaklanan tersinmezlikler sözkonusu olabilir. Bu çevrimlerin ikinci yasa çözümlemesi, tersinmezliklerin yerini belirlemek ve geliştirmelere ışık tutmak bakımından yararlıdır.

Açık ve kapalı sistemler için *kullanılabilirlik* ve *tersinmezlik* ile ilgili bağıntılar 7. Bölümde incelenmişti. T_R sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposuyla Q_R miktarında ısı alışverişinde bulunabilen kapalı bir sistemde gerçekleşen hal değişimi için, tersinmezlik aşağıdaki bağıntıyla ifade edilir:

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} = T_0 \left[(S_2 - S_1)_{\text{sistem}} + \frac{Q_R}{T_R} \right] \quad \text{(kJ)} \qquad (8\text{-}30)$$

Burada T_0, çevre sıcaklığını, 1 ve 2 indisleri de sırasıyla sistemin ilk ve son hallerini göstermektedir. Ayrıca Q_R'nin işareti ısıl enerji deposuna göre belirlenmektedir. Sürekli akışlı açık sistemler için benzer bir ifade, birim zamanda oluşan tersinmezlik için yazılabilir:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = T_0 \left(\sum \dot{m}_\varsigma s_\varsigma - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \right) \quad \text{(kW)} \qquad (8\text{-}31)$$

Veya, bir girişli, bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistemden geçen birim kütle için tersinmezlik aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir:

$$i = T_0 s_{\text{üretim}} = T_0 \left(s_\varsigma - s_g + \frac{q_R}{T_R} \right) \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (8\text{-}32)$$

Burada g ve ς indisleri, açık sistemin giriş ve çıkış hallerini göstermektedir.

Bir *çevrimin* tersinmezliği, çevrimi oluşturan hal değişimlerinde oluşan tersinmezliklerin toplamıdır. Bir çevrimin tersinmezliği tek tek hal değişimlerini ele almak yerine, çevrimi bir sistem olarak ele alıp yukarıdaki bağıntıları uygulayarak da hesaplanabilir. Entropi bir özeliktir, bu nedenle alacağı değer sadece hale bağlıdır. Gerçek veya ideal bir çevrim için ilk ve son haller aynıdır, böylece $s_e = s_g$ veya $s_2 = s_1$ olur. Bu nedenle, bir çevrimin tersinmezliği sadece sıcak ve soğuk ısıl enerji depolarının sıcaklıklarına ve bunlarla yapılan ısı alışverişlerinin büyüklüklerine bağlı olacaktır. Bu durumda birim kütle için tersinmezlik şöyle yazılabilir:

$$i = T_0 \sum \frac{q_R}{T_R} \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \text{(8-33)}$$

Sadece T_H ve T_L sıcaklıklarında iki ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunan bir çevrim için, tersinmezlik aşağıda gösterildiği gibi ifade edilebilir:

$$i = T_0 \left(\frac{q_c}{T_L} - \frac{q_g}{T_H} \right) \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \text{(8-34)}$$

Kapalı bir sistemin kullanılabilirliği (ϕ) 7-12*b* numaralı denklemle, akışın kullanılabilirliği (ψ) ise 7-20 numaralı denklemle hesaplanabilir:

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \text{(8-35)}$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \text{(8-36)}$$

Burada 0 indisi çevrenin halini belirtmektedir. Herhangi bir hal değişimi için tersinir iş, bu hal değişimi sırasında sistemin kullanılabilirliğindeki değişimi bularak hesaplanabilir.

ÖRNEK 8-10

Örnek 8-2'de incelenen Otto çevriminin ve onu oluşturan dört hal değişiminin tersinmezliklerini belirleyin. Çevrime ısı geçişinin 1700 K sıcaklıkta bir kaynaktan olduğunu, çevrimin ise 290 K sıcaklıktaki çevre ortama ısı verdiğini kabul edin. Ayrıca genişleme stroku sonunda egzoz gazlarının kullanılabilirliğini hesaplayın.

Çözüm Çevrimle ilgili büyüklüklerin bir bölümü 8-2 numaralı örnekte verilmiş veya hesaplanmıştı. Bu bilgiler aşağıda özetlenmiştir:

$r = 8$	$P_2 = 1.7997$ Mpa
$T_0 = 290$ K	$P_3 = 4.347$ MPa
$T_1 = 290$ K	$q_{23} = 800$ kJ/kg
$T_2 = 652.4$ K	$q_{41} = -429.31$ kJ/kg
$T_3 = 1575.1$ K	$w_{net} = 370.69$ kJ/kg

1-2 ve 3-4 hal değişimleri izantropiktir. Bu nedenle $s_1 = s_2$ ve $s_3 = s_4$ olmaktadır ve bu hal değişimlerinde içten veya dıştan tersinmezlik sözkonusu değildir. Bu durumda, $i_{12} = 0$ ve $i_{34} = 0$ olmaktadır.

2-3 ve 4-1 hal değişimlerinde sabit hacimde ısı geçişi olmaktadır. Bu hal değişimleri içten tersinirdir, fakat ısıl enerji depolarıyla olan ısı alışverişinin sonlu sıcaklık farkında gerçekleşmesi bu hal değişimlerini tersinmez kılar. Bu

hal değişimleriyle ilgili tersinmezlikler 8-32 numaralı denklemden hesaplanabilir, fakat öncelikle entropi değişimlerinin hesaplanması gerekir:

$$s_3 - s_2 = s_3^\circ - s_2^\circ - R \ln \frac{P_3}{P_2}$$

$$= (3.5045 - 2.4975)\ \text{kJ/(kg·K)} - [0.287\ \text{kJ/(kg·K)}] \ln \frac{4.347\ \text{MPa}}{1.7997\ \text{MPa}}$$

$$= 0.7539\ \text{kJ/(kg·K)}$$

Ayrıca, $q_{R,23} = -q_{23} = -800$ kJ/kg ve $T_R = 1700$ K

olduğu için, $$i_{23} = T_0 \left[(s_3 - s_2)_{sistem} + \frac{q_{R,23}}{T_R} \right]$$

$$= (290\ \text{K}) \left[0.7539\ \text{kJ/(kg·K)} + \frac{-800\ \text{kJ/kg}}{1700\ \text{K}} \right]$$

$$= 82.2\ \text{kJ/kg}$$

bulunur. 4-1 hal değişimi için, $s_1 - s_4 = s_2 - s_3 = -0.7539$ kJ/(kg·K), $q_{R,41} = -q_{41} = 429.31$ kJ/kg ve $T_R = 290$ K olduğu için,

$$i_{41} = T_0 \left[(s_1 - s_4)_{sistem} + \frac{q_{R,41}}{T_R} \right]$$

$$= (290\ \text{K}) \left[-0.7539\ \text{kJ/(kg·K)} + \frac{429.31\ \text{kJ/kg}}{290\ \text{K}} \right]$$

$$= 210.7\ \text{kJ/kg}$$

elde edilir. Böylece çevrimin tersinmezliği hal değişimlerinin tersinmezliklerini toplayarak hesaplanabilir:

$$i_{çevrim} = i_{12} + i_{23} + i_{34} + i_{41}$$

$$= 0 + 82.2 + 0 + 210.7\ \text{kJ/kg}$$

$$= 292.9\ \text{kJ/kg}$$

Çevrimin tersinmezliği 8-34 numaralı denklem kullanılarak da hesaplanabilirdi. Çevrimdeki en büyük tersinmezlik, çevrimden ısı atma işlemi sırasında olmaktadır. Bu nedenle tersinmezlikleri azaltmak için öncelikle bu işlemin incelenmesi gerekir.

Gerçek çevrimde aracı akışkan genişleme strokundan sonra motordan atılmaktadır. Genişleme işleminden sonra (4 hali) aracı akışkanın kullanılabilirliği, 8-35 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\phi_4 = (u_4 - u_0) - T_0(s_4 - s_0) + P_0(v_4 - v_0)$$

Burada, $$s_4 - s_0 = s_4 - s_1 = 0.7539\ \text{kJ/(kg·K)}$$

$$u_4 - u_0 = u_4 - u_1 = q_c = 429.31\ \text{kJ/kg}$$

$$v_4 - v_0 = v_4 - v_1 = 0$$

olmaktadır. Böylece

$$\phi_4 = 429.31\ \text{kJ/kg} - (290\ \text{K})[0.7539\ \text{kJ/(kg·K)}] + 0 = 210.7\ \text{kJ/kg}$$

bulunur. Bu değer 4-1 hal değişimi sırasındaki tersinmezliğe eşittir. (Neden?) Başka bir deyişle, egzoz gazları eğer tersinir bir biçimde çevre koşullarına getirilebilseydi, 210.7 kJ/kg iş elde etme olanağı doğardı. Bu değerin çevrimin net işinin yüzde 57'si olduğu vurgulanmalıdır.

8-13 ■ ÖZET

Net iş üreten bir çevrime *güç çevrimi* adı verilir. Akışkanın çevrim boyunca gaz fazında kaldığı güç çevrimleri de *gaz akışkanlı güç çevrimleri* diye bilinir. T_H ve T_L sıcaklıklarındaki ısıl enerji depoları arasında çalışan, ısıl verimi en yüksek çevrim *Carnot çevrimi*dir ve ısıl verimi aşağıdaki bağıntıyla verilmiştir:

$$\eta_{th,\,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \tag{8-2}$$

Gerçek gaz akışkanlı çevrimlerin çözümlemesi zordur. Bu çevrimlerin çözümlemesini kolaylaştırmak için yapılan kabullere *hava standardı kabulleri* adı verilir. Bu kabullere göre, çevrimi oluşturan tüm hal değişimleri içten tersinirdir, aracı akışkan mükemmel gaz davranışı gösteren havadır, yanma ve egzoz işlemleri, çevrime ve çevrimden ısı geçişi olarak gözönüne alınır. Hava standardı kabulleri, özgül ısıların çevrim boyunca oda sıcaklığında sabit kaldığı kabul edilirse, *soğuk hava standardı kabulleri* adını alır.

Pistonlu motorlarda, *sıkıştırma oranı* r ve *ortalama efektif basınç* OEB aşağıda gösterildiği gibi tanımlanmıştır:

$$r = \frac{V_{maks}}{V_{min}} = \frac{V_{AÖN}}{V_{GÖN}} \tag{8-3}$$

$$\text{OEB} = \frac{w_{net}}{v_{maks} - v_{min}} \quad \text{(kPa)} \tag{8-4}$$

Otto çevrimi, benzin motorları (kıvılcım ateşlemeli pistonlu motorlar) için ideal çevrimdir ve dört içten tersinir hal değişiminden oluşur: izantropik (sabit entropide) sıkıştırma, çevrime sabit hacimde ısı geçişi, izantropik genişleme, çevrimden sabit hacimde ısı geçişi. Soğuk hava standardı kabulleri altında, Otto çevriminin ısıl verimi aşağıdaki bağıntıyla verilir:

$$\eta_{th,\,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \tag{8-6}$$

Burada r sıkıştırma oranı ve $k = C_p/C_v$, özgül ısıların oranıdır.

Dizel çevrimi, sıkıştırma ateşlemeli pistonlu motorlar için ideal çevrimdir ve Otto çevrimine benzer. Otto çevriminden farklı olarak, çevrime ısı geçişi sabit hacimde değil sabit basınçta gerçekleşir. Soğuk hava standardı kabulleri altında Dizel çevriminin verimi aşağıdaki bağıntıyla verilmiştir:

$$\eta_{th,\,Dizel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_k^k - 1}{k(r_k - 1)}\right] \tag{8-12}$$

Burada r_k, *kesme oranı* diye tanımlanmış olup, yanma işleminin sonundaki ve başlangıcındaki silindir içi hacimlerinin oranıdır.

Stirling ve *Ericsson* çevrimleri, tümden tersinir iki çevrimdir. Bu çevrimlerde T_H ve T_L sıcaklıklarında iki izotermal (sabit sıcaklıkta) ısı geçişi vardır. Carnot çevriminden farklı olarak, izantropik sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin yerini Stirling çevriminde iki sabit hacimde re-

jenerasyon, Ericssson çevriminde de iki sabit basınçta rejenerasyon alır.

Her iki çevrimde de ısı, çevrimin bir bölümünde akışkandan rejeneratör adı verilen bir iç ısıl enerji deposuna geçer, daha sonra aynı miktarda ısı çevrimin bir başka bölümünde akışkana geri verilir.

Brayton çevrimi, gaz türbinleri için ideal çevrimdir ve dört içten tersinir hal değişiminden oluşur: kompresörde izantropik sıkıştırma, çevrime sabit basınçta ısı geçişi, türbinde izantropik genişleme ve çevreye sabit basınçta ısı geçişi. Soğuk hava standardı kabulleriyle, Brayton çevriminin ısıl verimi aşağıda gösterildiği gibi ifade edilebilir:

$$\eta_{th,\,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \tag{8-17}$$

Burada $r_p = P_{maks}/P_{min}$, çevrimin en yüksek ve en düşük basınçlarının oranı; k ise özgül ısıların oranıdır. Basit Brayton çevriminin ısıl verimi basınç oranı yükseldikçe artar.

Kompresör ve türbindeki gerçek sıkıştırma ve genişleme, ideal çevrimdeki gibi izantropik değildir. Bu farklılık kompresör ve türbinin adyabatik verimlerini tanımlayarak gözönüne alınabilir:

$$\eta_k = \frac{w_s}{w} \cong \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} \tag{8-19}$$

ve

$$\eta_t = \frac{w}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \tag{8-20}$$

Burada 1 ve 3 giriş halleri, 2 ve 4 gerçek çıkış halleri, 2s ve 4s ise izantropik hal değişimi sonunda çıkış halleri olmaktadır.

Gaz türbini motorlarında türbinden çıkan yanma sonu gazlarının sıcaklığı genellikle kompresörden çıkan havanın sıcaklığından oldukça yüksektir. Bu nedenle kompresörden çıkan yüksek basınçlı hava, yanma odasına girmeden önce, *rejeneratör* adı verilen bir ısı değiştiricisinde türbinden çıkan egzoz gazlarıyla ısıtılabilir. Rejeneratör *etkinliği* bu ısı geçişinin ne oranda gerçekleştiğinin bir ölçüsüdür ve şöyle tanımlanır:

$$\varepsilon = \frac{q_{rejen,\,gerçek}}{q_{rejen,\,maks}} \tag{8-23}$$

Soğuk hava standardı kabulleri altında, rejeneratörlü ideal Brayton çevriminin ısıl verimi,

$$\eta_{th,\,rejen} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)(r_p)^{(k-1)/k} \tag{8-25}$$

bağıntısıyla verilir. Burada T_1 ve T_3 çevrimin sırasıyla en düşük ve en yüksek sıcaklıklarıdır.

Brayton çevriminin ısıl verimi *çok kademeli ara soğutmalı sıkıştırma*, *rejeneratör* ve *çok kademeli ara ısıtmalı genişleme* kullanarak artırılabilir. En az kompresör işi, kademelerdeki basınç oranı eşit olduğu zaman gerçekleşir. Benzer bir biçimde, en çok türbin işi kademelerdeki basınç oranı eşit olduğu zaman elde edilir.

Gaz türbinlerinin yüksek güç/ağırlık oranlarına sahip olmaları, uçaklarda yaygın olarak kullanılmalarının nedenidir. İdeal *tephili çev-*

rim, ideal Brayton çevrimine benzerdir, fakat burada gazlar türbinde kompresörü çalıştırmaya yetecek bir ara basınca kadar genişlerler. Türbinden çıkan, çevre basıncına oranla yüksek basınçlı gazlar bir lülede genişleyip hız kazanarak uçağı öne doğru iten tepkiyi oluştururlar.

Motorda oluşan *net tepki*,

$$F = \dot{m}\,(V_e - V_g) \qquad \text{(N)} \tag{8-27}$$

bağıntısıyla verilir. Burada, $\dot{m}$ gazların kütle debisi, V_e yanma sonu gazlarının türbinden çıkış hızı, V_g ise havanın yayıcıya giriş hızıdır. Bu hızlar uçağa göre belirlenirler.

Motorun tepkisiyle oluşan güç, *tepki gücü*, $\dot{W}_T$ diye bilinir ve aşağıdaki bağıntıyla verilir:

$$\dot{W}_T = \dot{m}\,(V_e - V_g)V_{uçak} \qquad \text{(kW)} \tag{8-28}$$

Tepki verimi, yanma sırasında sağlanan enerjinin ne oranda tepkiye dönüştüğünü belirtir ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\eta_T = \frac{\text{tepki gücü}}{\text{girilen ısı gücü}} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{Q}_g} \tag{8-29}$$

T_R sıcaklığında bir ısıl enerji deposuyla Q_R miktarında ısı alışverişinde bulunan bir kapalı sistemin hal değişimi için *tersinmezlik*,

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} = T_0\left[(S_2 - S_1)_{\text{sistem}} + \frac{Q_R}{T_R}\right] \qquad \text{(kJ)} \tag{8-30}$$

bağıntısıyla verilir. Sürekli akışlı açık sistem için tersinmezlik:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = T_0\left(\sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_R}{T_R}\right) \qquad \text{(kW)} \tag{8-31}$$

bağıntısıyla hesaplanabilir. Bir girişli, bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistemden geçen birim kütle için tersinmezlik aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir:

$$i = T_0 s_{\text{üretim}} = T_0\left(s_e - s_g + \frac{q_R}{T_R}\right) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{8-32}$$

Sadece T_H ve T_L sıcaklıklarında iki ısıl enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunan bir çevrim için, tersinmezlik aşağıda gösterildiği gibi yazılır.

$$i = T_0\left(\frac{q_e}{T_L} - \frac{q_g}{T_H}\right) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{8-34}$$

Kapalı bir sistemin kullanılabilirliği (ϕ) 7-12*b* numaralı denklemle, akışın kullanılabilirliği (ψ) ise, 7-20 numaralı denklemle hesaplanabilir:

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{8-35}$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{8-36}$$

Burada 0 indisi çevrenin halini belirtmektedir.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 W. Z. Black ve J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, New York, 1985.

2 V. D. Chase, "Propfans: A New Twist for the Propeller", *Mechanical Engineering*, s. 47-50, Kasım 1986.

3 R. A. Harmon, "The Keys to Cogeneration and Combined Cycles", *Mechanical Engineering*, s. 64-73, Şubat 1988.

4 B. V. Karlekar, *Thermodynamics for Engineers*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1983.

5 L. C. Lichty, *Combustion Engine Processes*, McGraw-Hill, New York, 1967.

6 D. C. Look, Jr., ve H. J. Sauer, Jr., *Engineering Thermodynamics*, PWS Engineering, Boston, 1986.

7 H. McIntosh, "Jumbo Jet", *10 Outstanding Achievements 1964-1989*, National Academy of Engineering, s. 30-33, Washington, D.C., 1989.

8 W. Siuri, "Two Stroke Engines: Cleaner and Meaner", *Mechanical Engineering*, s. 66-69, Haziran 1990.

9 C. F. Taylor, *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, M.I.T. Press, Cambridge, MA, 1968.

10 G. J. Van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Basım, Wiley, New York, 1985.

11 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Basım, McGraw-Hill, New York, 1988.

PROBLEMLER*

Gerçek ve İdeal Çevrimler, Carnot Çevrimi, Hava Standardı Kabulleri, Pistonlu Motorlar

8-1K Carnot çevriminin verimi $\eta_{th,\,Carnot} = 1 - T_L/T_H$ bağıntısıyla verilmektedir. Gerçek çevrimlerin ısıl verimlerini artırmak için bu bağıntıdan yararlanılabilir mi?

8-2K Gaz akışkanlı güç çevrimleri, buhar akışkanlı güç çevrimlerinden hangi bakımlardan farklıdır?

8-3K Carnot çevrimi, güç üreten makineler için neden uygun bir kuramsal model değildir?

8-4K Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan bir Carnot çevrimiyle ideal çevrimin verimlerini kıyaslayın.

8-5K *P-v* diyagramında, ideal çevrimin hal değişimlerinin çevrelediği alan neyi gösterir? *T-s* diyagramında ideal çevrimin hal değişimlerinin çevrelediği alan neyi gösterir?

* Öğrencilerin tüm kavram "K" sorularını yanıtlamaları önerilmektedir.

8-6K Hava standardı kabulleriyle soğuk hava standardı kabulleri arasındaki fark nedir?

8-7K İçten yanmalı motorlardaki çevrim, kapalı çevrim midir, açık çevrim midir? Neden?

8-8K Hava standardı kabullerine göre yanma ve egzoz (yanma sonu gazlarını dışarı atma) işlemleri nasıl düşünülür?

8-9K Hava standardı kabulleri nelerdir?

8-10K Pistonlu motorlarda ölü hacimle strok hacmi arasındaki fark nedir?

8-11K Pistonlu motorlarda sıkıştırma oranı nasıl tanımlanır?

8-12K Pistonlu motorlarda ortalama efektif basınç nasıl tanımlanır?

8-13K Çalışan bir otomobil motorunun ortalama efektif basıncı atmosfer basıncından daha az olabilir mi?

8-14K Bir araba eskidikçe, sıkıştırma oranı değişir mi? Ortalama efektif basıncı değişir mi?

8-15K Kıvılcım ateşlemeli ve sıkıştırma ateşlemeli motorlar arasındaki fark nedir?

8-16K Pistonlu motorlarla ilgili aşağıdaki terimleri açıklayınız: strok, çap, üst ölü noktası, ölü hacim.

8-17 Kapalı bir sistemde gerçekleşen ideal hava çevrimi aşağıda belirtilen dört hal değişiminden oluşmaktadır:

1-2 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıktan 800 KPa basınca izantropik sıkıştırma
2-3 1800 K sıcaklığa kadar sisteme sabit hacimde (v = sabit) ısı geçişi
3-4 100 kPa basınca kadar izantropik genişleme
4-1 Sistemden çevreye sabit basınçta (P = sabit) ısı geçişiyle çevrimin tamamlanması (ilk hale dönüş)

Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak,

(*a*) Çevrimi P-v ve T-s diyagramlarında gösterin.
(*b*) Sistemin birim kütlesi için yapılan net işi hesaplayın.
(*c*) Çevrimin ısıl verimini belirleyin.

8-18 Kapalı bir sistemde gerçekleşen ideal hava çevrimi aşağıda belirtilen dört hal değişiminden oluşmaktadır:

1-2 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıktan, 1 MPa basınca izantropik sıkıştırma
2-3 Sisteme sabit basınçta (P = sabit) 2840 kJ/kg ısı geçişi
3-4 100 kPa basınca kadar sistemden çevreye sabit hacimde (v = sabit) ısı geçişi
4-1 Sistemden çevreye sabit basınçta (P = sabit) ısı geçişiyle çevrimin tamamlanması (ilk hale dönüş)

Özgül ısıları oda sıcaklığında sabit kabul ederek,

(*a*) Çevrimi P-v ve T-s diyagramlarında gösterin.
(*b*) Çevrimin en yüksek sıcaklığını bulun.
(*c*) Çevrimin ısıl verimini belirleyin.

Çözüm: (*b*) 3405.1 K, (*c*) yüzde 21.1

8-19 Kapalı bir sistemde gerçekleşen ideal hava çevrimi aşağıda belirtilen dört hal değişiminden oluşmaktadır:

1-2 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta olan sisteme sabit hacimde (v = sabit) 701.5 kJ/kg ısı geçişi
2-3 2000 K sıcaklığa kadar sisteme sabit basınçta (P = sabit) ısı geçişi
3-4 100 kPa basınca kadar izantropik genişleme
4-1 Sistemden sabit basınçta (P = sabit) ısı geçişiyle çevrimin tamamlanması (ilk hale dönüş)

Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak,

(*a*) Çevrimi P-v ve T-s diyagramlarında gösterin.
(*b*) Sistemin birim kütlesi için sisteme verilen ısıyı,
(*c*) Çevrimin ısıl verimini belirleyin.

8-20 Yukarıdaki problemi oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kullanarak çözün.

8-21 Kapalı bir sistemde 0.001 kg havayla gerçekleşen ideal hava çevrimi aşağıda belirtilen üç hal değişiminden oluşmaktadır:

1-2 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıktan 1 MPa basınca izantropik sıkıştırma
2-3 Sisteme sabit basınçta (P = sabit) 1.84 kJ ısı geçişi
3-1 $P = c_1v + c_2$ olmak üzere, çevreye ısı geçişiyle çevrimin tamamlanması (ilk hale dönüş). c_1 ve c_2 birer sabittir.

Özgül ısıları oda sıcaklığında sabit kabul ederek,

(*a*) Çevrimi P-v ve T-s diyagramlarında gösterin.
(*b*) Çevrimden atılan ısıyı hesaplayın.
(*c*) Çevrimin ısıl verimini belirleyin.

Çözüm: (*b*) 1.422 kJ, (*c*) yüzde 22.7

8-22 Kapalı bir sistemde 0.003 kg havayla gerçekleşen ideal hava çevrimi aşağıda belirtilen üç hal değişiminden oluşmaktadır:

1-2 95 kPa basınç ve 17 °C sıcaklıktan, 380 kPa basınca kadar sisteme sabit hacimde (v = sabit) ısı geçişi
2-3 95 kPa basınca kadar izantropik genişleme
3-1 Sistemden çevreye sabit basınçta (P = sabit) ısı geçişiyle çevrimin tamamlanması (ilk hale dönüş)

Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak,

(*a*) Çevrimi P-v ve T-s diyagramlarında gösterin.
(*b*) Sistemin birim kütlesi için yapılan net işi hesaplayın.
(*c*) Çevrimin ısıl verimini belirleyin.

8-23 Yukarıdaki problemi oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alarak çözün.

8-24 Kapalı bir sistemde 0.004 kg havayla gerçekleşen bir Carnot çevrimi düşünün. Çevrimin en düşük ve en yüksek sıcaklıkları 300 K ve 1000 K, en düşük ve en yüksek basınçları 20 kPa ve 1800 kPa'dir. Özgül ısıları sabit kabul ederek çevrimin net işini hesaplayın.

8-25 Bir Carnot hava çevrimi, kapalı bir sistemde 350 K ile 1200 K sıcaklıkları arasında gerçekleşmektedir. İzotermal sıkıştırmadan önce ve sonra basınçlar sırasıyla 150 ve 300 kPa olmaktadır. Çevrimin net işi 0.5 kJ olduğuna göre, (*a*) çevrimin en yüksek basıncını, (*b*) çevrime verilen ısıyı ve (*c*) sistemdeki havanın kütlesini hesaplayın. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alın.
Çözüm: (*a*) 30013 kPa, (*b*) 0.706 kJ, (*c*) 0.00296 kg

8-26 Yukarıdaki problemi, aracı akışkanı helyum alarak çözün.

Otto Çevrimi

8-27K İdeal Otto çevrimini oluşturan dört hal değişimi nelerdir?

8-28K Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevrimiyle ideal Otto çevriminin verimlerini karşılaştırın. Aradaki farkın nedenlerini açıklayın.

8-29K Gerçek bir dört zamanlı benzin motorunun devir sayısı (devir /dakika) ile termodinamik çevrim sayısı arasındaki ilişki nedir? İki zamanlı motor için bu ilişki nasıldır?

8-30K İdeal Otto çevrimini oluşturan hal değişimleri için kapalı sistem çözümlemesi mi, açık sistem çözümlemesi mi yapılır?

8-31K İdeal Otto çevriminin veriminin motorun sıkıştırma oranı ve özgül ısıların oranıyla nasıl değiştiğini belirtin.

8-32K Kıvılcım ateşlemeli motorlarda sıkıştırma oranları neden yüksek değildir?

8-33K Belirli bir sıkıştırma oranına sahip ideal Otto çevriminde, aracı akışkan olarak (*a*) hava, (*b*) argon ve (*c*) etan kullanılmaktadır. En yüksek verim hangi akışkanla sağlanacaktır?

8-34K Yalıt püskürtmeli benzin motorlarıyla diesel motorları arasındaki fark nedir?

8-35 İdeal bir Otto çevriminin sıkıştırma oranı 8'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncı 95 kPa, sıcaklığı 27 °C olup, sabit hacimde çevrime ısı geçişi 750 kJ/kg'dır. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak, (*a*) çevrime ısı geçişinin sonunda sıcaklık ve basıncı, (*b*) çevrimin net işini, (*c*) çevrimin ısıl verimini, (*d*) çevrimin ortalama efektif basıncını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 3898 kPa, 1539 K, (*b*) 392.4 kJ/kg, (*c*) yüzde 52.3, (*d*) 495 kPa

8-36 Yukarıdaki problemi oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alarak çözün.

8-37 İdeal bir Otto çevriminin sıkıştırma oranı 9.5'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncı 100 kPa, sıcaklığı 17 °C, hacmi 600 cm^3'tür. İzantropik genişlemenin sonunda havanın sıcaklığı 800 K'dir. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kullanarak, (*a*) çevrimin en yüksek sıcaklık ve basıncını, (*b*) kJ olarak çevrime verilen ısıyı, (*c*) çevrimin ısıl verimini ve (*d*) çevrimin ortalama efektif basıncını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 1969 K, 6449 kPa; (*b*) 0.65 kJ, (*c*) yüzde 59.4, (*d*) 719 kPa

8-38 Problem 8-37'yi, izantropik genişleme işlemini, politropik genişlemeyle değiştirerek çözün. Politropik üssü $n = 1.35$ alın.

8-39 Havayla çalışan ideal bir Otto çevriminin sıkıştırma oranı 8'dir. Çevrimin en yüksek ve en düşük sıcaklıkları sırasıyla 1600K ve 310 K'dir. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak, (*a*) çevrime verilen ısıyı, (*b*) çevrimin ısıl verimini, (*c*) aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan bir Carnot çevriminin verimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 791 kJ/kg, (*b*) yüzde 52, (*c*) yüzde 80.6

8-40 Problem 8-39'u aracı akışkanı argon alarak hesaplayın.

Diesel Çevrimi

8-41K İkili çevrim nedir? Otto ve Diesel çevrimlerinden hangi bakımlardan farklıdır?

8-42K Bir diesel motoruyla benzin motoru arasındaki farklar nelerdir?

8-43K İdeal Diesel çevrimiyle ideal Otto çevrimi arasındaki farklar nelerdir?

8-44K Aynı sıkıştırma oranı için diesel motoru mu, benzin motoru mu daha verimlidir?

8-45K Diesel motorları mı, benzin motorları mı daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalışırlar? Neden?

8-46K Kesme oranı nedir? Kesme oranı Diesel çevriminin ısıl verimini nasıl etkiler?

8-47 Havayla çalışan ideal bir Diesel çevriminin sıkıştırma oranı 16, kesme oranı 2'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncı 95 kPa, sıcaklığı 27 °C'dir. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak, (*a*) çevrime ısı verme işleminden sonraki sıcaklığı, (*b*) çevrimin ısıl verimini, (*c*) çevrimin ortalama efektif basıncını hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 1724.8 K, (*b*) yüzde 56.3, (*c*) 675.9 kPa

8-48 Problem 8-47'yi oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek çözün.

8-49 Havayla çalışan ideal bir Diesel çevriminin sıkıştırma oranı 18.2'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncı 0.1 MPa, sıcaklığı 27 °C olup, çevrime ısı verme işleminin sonunda sıcaklık 2000 K'dir. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak, (*a*) çevrimin kesme oranını, (*b*) birim hava kütlesi için çevrimden atılan ısıyı, (*c*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

8-50 Problem 8-49'u oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alarak hesaplayın.

8-51 Havayla çalışan ideal bir Diesel çevriminin sıkıştırma oranı 20'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncı 95 kPa, sıcaklığı 20 °C olup, çevrimin en yüksek sıcaklığının 2200 K'i geçmemesi istenmektedir. Çevrimin, (*a*) ısıl verimini, (*b*) ortalama efektif basıncını hesaplayın. Özgül ısıları oda sıcaklığında sabit kabul edin.
Çözüm: (*a*) yüzde 63.5, (*b*) 933 kPa

8-52 Problem 8-51'i çevrimde izantropik genişleme yerine, politropik genişleme (n = 1.35) olduğunu kabul ederek çözün.

8-53 4.5 L hacmi olan, dört silindirli bir diesel motoru, ideal Diesel çevrimine göre çalışmakta olup, sıkıştırma oranı 17, kesme oranı 2.2'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncı 97 kPa, sıcaklığı 27 °C'dir. Soğuk hava standardı kabullerini kullanarak, motorun 1500 devir/dakika hızda gücünün ne olacağını hesaplayın.

8-54 Problem 8-53'ü aracı akışkanı azot alarak çözün.

8-55 Havayla çalışan ideal bir ikili çevrimin sıkıştırma oranı 14'tür. Sıkıştırma işleminin başlangıcında hava 100 kPa basınç ve 300 K sıcaklıktadır. Çevrime ısı verme işleminin sonunda ise havanın sıcaklığı 2200 K'dir. Sisteme olan ısı geçişinin bir bölümü sabit hacimde bir bölümü de sabit basınçta olmaktadır ve toplam 1520.4 kJ/kg'dır. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak, (*a*) sisteme sabit hacimde verilen ısının toplama oranını, (*b*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

8-56 Problem 8-55'i oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek yeniden çözün. Sabit özgül ısı kabulü sizce bu problemde gerçekçi midir?

Stirling ve Ericsson Çevrimleri

8-57K Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan ideal Otto, Stirling ve Carnot çevrimlerinin ısıl verimlerini karşılaştırın.

8-58K Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan ideal Diesel, Ericsson ve Carnot çevrimlerinin ısıl verimlerini karşılaştırın.

8-59K İki izotermal (sabit sıcaklıkta) ve iki sabit hacimde hal değişiminden oluşan çevrim hangi çevrimdir?

8-60K İdeal Ericsson çevriminin Carnot çevriminden farklarını belirtin.

8-61K İdeal Ericsson çevriminde rejenerasyon (sistem içi ısı geçişi) nasıl olur?

8-62K Dıştan yanmalı motorların, içten yanmalı motorlara göre üç üstünlüğünü belirtin.

8-63 Helyumun aracı akışkan olduğu ideal bir Ericsson motoru 300 ile 1800 K sıcaklıkları, 150 ile 1200 kPa basınçları arasında çalışmaktadır. Helyumun kütle debisi 5 kg/s olduğuna göre, (*a*) çevrimin ısıl

verimini, (*b*) rejeneratörde birim zamanda geçen ısıyı, (*c*) motorun ürettiği gücü hesaplayın.

8-64 Sürekli akışlı bir sistemde gerçekleşen ve akışkan olarak havayı kullanan ideal bir Ericsson çevriminde, hava izotermal sıkıştırma işleminin başlangıcında 27 °C sıcaklıkta ve 120 kPa basınçtadır. İzotermal sıkıştırma sırasında çevreye 150 kJ/kg ısı verilmektedir. Çevrime ısı geçişi 1200 K sıcaklıkta olmaktadır. (*a*) Çevrimdeki en yüksek basıncı, (*b*) havanın birim kütlesi için yapılan net işi, (*c*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 658.2 kPa, (*b*) 450 kJ/kg, (*c*) yüzde 75

8-65 Helyumun aracı akışkan olduğu ideal bir Stirling motoru 300 ile 2000 K sıcaklıkları, 100 kPa ile 2 MPa basınçları arasında çalışmaktadır. Çevrimde kullanılan helyumun kütlesi 1.5 kg olduğuna göre, (*a*) çevrimin ısıl verimini, (*b*) rejeneratörde olan ısı geçişini, (*c*) çevrimin net işini hesaplayın.

İdeal ve Gerçek Gaz Türbini (Brayton) Çevrimleri

8-66K Gaz türbinlerinde geri iş oranı neden yüksektir?

8-67K Basit ideal Brayton çevrimini oluşturan hal değişimleri nelerdir?

8-68K Çevrimin en düşük ve en yüksek sıcaklığı sabit alındığında, ideal Brayton çevriminin (*a*) ısıl verimi, (*b*) net işi, basınç oranıyla nasıl değişir?

8-69K Gaz türbinlerinin hava yakıt oranları neden yüksektir?

8-70K Brayton çevrimini oluşturan hal değişimleri kapalı sistem olarak mı, açık sistem olarak mı incelenmelidir? Neden?

8-71K Geri iş oranı nedir? Gaz türbinlerinde geri iş oranları hangi aralıktadır?

8-72K Gaz türbinlerinin, türbin ve kompresörlerindeki tersinmezlikler nasıl hesaplanabilir?

8-73K Bir gaz türbini motorunda, türbin ve kompresörün verimlerinin düşük olması, (*a*) geri iş oranını, (*b*) ısıl verimi nasıl etkiler?

8-74 Havayla çalışan basit ideal bir Brayton çevriminin basınç oranı 10'dur. Hava kompresöre 300 K, türbine 1200 K sıcaklıkta girmektedir. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak, (*a*) havanın kompresör çıkışındaki sıcaklığını, (*b*) geri iş oranını ve (*c*) ısıl verimi hesaplayın.

8-75 Havayla çalışan basit bir Brayton çevriminin basınç oranı 8'dir. Çevrimdeki en düşük ve en yüksek sıcaklıklar 310 K ve 1160 K'dir. Kompresörün adyabatik veriminin yüzde 75, türbinin adyabatik veriminin yüzde 82 olduğunu gözönüne alarak, (*a*) havanın türbin çıkışındaki sıcaklığını, (*b*) çevrimin net işini ve (*c*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

8-76 Problem 8-75'i oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alarak çözün.

8-77 Havayla çalışan basit bir Brayton çevriminin basınç oranı 12'dir. Hava kompresöre 300 K, türbine 1000 K sıcaklıkta girmektedir. Çevrimin net gücü 30 MW olduğuna göre, (*a*) kompresör ve türbinin izantropik verimlerinin yüzde 100 olmaları durumunda, (*b*) yüzde 80 olmaları durumunda çevrimde dolaşan hava debisini hesaplayın. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul edin.
Çözüm: (*a*) 150.7 kg/s, (*b*) 1581 kg/s

8-78 Bir gaz türbini santrali, havayla çalışan basit bir ideal Brayton çevrimi olarak çözümlenecektir. Hava kompresöre 95 kPa basınç ve 290 K sıcaklıkta, türbine ise 760 kPa basınç ve 1100 K sıcaklıkta girmektedir. Havaya ısı geçişi 50000 kJ/s olmaktadır. Bu santralin gücünü, (*a*) oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek, (*b*) özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak hesaplayın.

8-79 Hava bir gaz türbini santralinin kompresörüne 300 K sıcaklık ve 100 kPa basınçta girmekte, 580 K sıcaklık ve 700 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Türbine girmeden önce havaya 950 kJ/kg ısı geçişi olmaktadır. Türbinin adyabatik verimi yüzde 86 olduğuna göre, (*a*) kompresörü çalıştırmak için gerekli işin türbinde elde edilen işe oranını, (*b*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın. Özgül ısıların sıcaklıkla değiştiğini kabul edin.

8-80 Yukarıdaki problemi, oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kullanarak çözün.

8-81 Bir gaz türbini santrali, havayla çalışan basit bir Brayton çevrimi olarak çözümlenecektir. Hava türbine 1MPa basınç ve 1000 K sıcaklıkta girmekte, 125 kPa basınç ve 600 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Çevrimden atılan ısı 7922 kJ/s olup, çevrimde dolaşan havanın debisi 25 kg/s'dir. Kompresörün adyabatik veriminin yüzde 80 olduğunu kabul ederek, santralin net gücünü hesaplayın. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alın.

8-82 Yukarıdaki problemde kompresör verimi ne olursa, gaz türbini santralinin net işi sıfır olur?

8-83 Bir gaz türbini santrali, havayla çalışan basit bir Brayton çevrimi olarak çözümlenecektir. Santralin net gücü 15 MW'tır. Çevrimin en düşük ve en yüksek sıcaklıkları 310 K ve 900 K, kompresörün basınç oranı 8'dir. Kompresörün ve türbinin adyabatik verimleri sırasıyla yüzde 80 ve 86'dır. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak, çevrimde dolaşan havanın debisini hesaplayın.

8-84 Problem 8-83'ü, oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek çözün.

Rejeneratörlü Brayton Çevrimi

8-85K Rejenerasyon Brayton çevriminde nasıl uygulanır ve çevrim verimini nasıl etkiler?

8-86K Çok yüksek basınç oranlarında, rejenerasyonun gaz türbininin verimini düşürdüğü öne sürülmektedir. Bu sav sizce doğru olabilir mi? Açıklayın.

8-87K Gaz türbini çevrimlerinde kullanılan rejeneratörün etkinliği nasıl tanımlanır?

8-88K İdeal bir rejeneratörde kompresörden çıkan hava hangi sıcaklığa ısıtılır? (*a*) Türbin giriş sıcaklığı, (*b*) türbin çıkış sıcaklığı, (*c*) türbin çıkış sıcaklığının biraz üzerine.

8-89 Rejeneratörlü ideal bir Brayton çevriminin basınç oranı 10'dur. Hava kompresöre 300 K sıcaklıkta, türbine ise 1200 K sıcaklıkta girmektedir. Rejeneratörün etkinliğinin yüzde 100 olduğunu kabul ederek, çevrimin net işini ve ısıl verimini hesaplayın.

8-90 Havayla çalışan rejeneratörlü bir Brayton çevriminin basınç oranı 8'dir. Çevrimin en düşük ve en yüksek sıcaklıkları 310 K ve 1150K'dir. Kompresör ve türbinin adyabatik verimleri sırasıyla yüzde 75 ve yüzde 82, rejeneratörün etkinliği ise yüzde 65'tir. (*a*) Havanın türbin çıkışındaki sıcaklığını, (*b*) çevrimin net işini, (*c*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alın.
Çözüm: (*a*) 769 K, (*b*) 101.64 kJ/kg, (*c*) yüzde 21.0

8-91 Bir gaz türbini santrali, rejeneratörlü ideal bir Brayton çevrimine göre çalışmaktadır. Çevrimde dolaşan akışkan hava olup, rejeneratörün etkinliği yüzde 100'dür. Hava kompresöre 95 kPa basınç ve 290 K sıcaklıkta, türbine ise 760 kPa basınç ve 1100 K sıcaklıkta girmektedir. Yanma odasında havaya 60000 kJ/s ısı geçişi olmaktadır. Bu santralin net gücünü, (*a*) oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek, (*b*) özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak hesaplayın.

8-92 Hava rejeneratörlü bir gaz türbininin kompresörüne, 300 K sıcaklık ve 100 kPa basınçta girmekte, 800 kPa basınç ve 580 K sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Rejeneratörün etkinliği yüzde 72 olup, hava türbine 1200 K sıcaklıkta girmektedir. Türbinin adyabatik verimi yüzde 86 olduğuna göre, (*a*) rejeneratörde geçen ısıyı, (*b*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alın.
Çözüm: (*a*) 152.5 kJ/kg, (*b*) yüzde 36.0

8-93 Problem 8-92'yi oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alarak hesaplayın.

8-94 Problem 8-74'ü, verilen gaz türbini santralına yüzde 75 etkinliği olan bir rejeneratör eklendiğini kabul ederek çözün.

8-95 Problem 8-75'i verilen gaz türbini santralına yüzde 70 etkinliği olan bir rejeneratör eklendiğini kabul ederek çözün.

Ara Soğutmalı, Ara Isıtmalı, Rejeneratörlü Brayton Çevrimi

8-96K Hangi düzenlemelerle ideal basit gaz türbini çevrimi, Ericsson çevrimine yaklaşır?

8-97K İdeal basit Brayton çevriminin tek kademli sıkıştırma işlemi, basınç oranı aynı kalmak üzere iki kademeli ve aralarında soğutmalı bir sıkıştırma işlemiyle değiştirilmiştir. Bu değişiklikten sonra,
(*a*) Kompresör işi artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?

(*b*) Geri iş oranı artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?
(*c*) Çevrimin ısıl verimi artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?

8-98K İdeal basit Brayton çevriminin tek kademeli genişleme işlemi, basınç oranı aynı kalmak üzere iki kademeli ve ara ısıtmalı bir genişleme işlemiyle değiştirilmiştir. Bu değişiklikten sonra,
(*a*) Türbin işi artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?
(*b*) Geri iş oranı artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?
(*c*) Çevrimin ısıl verimi artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?

8-99K İdeal basit bir Brayton çevriminde tek kademeli sıkıştırma ve genişleme işlemleri, çevrimin basınç ve sıcaklık sınırları aynı kalmak üzere, çok kademeli ara soğutmalı sıkıştırma ve çok kademeli ara ısıtmalı genişleme işlemleriyle değiştirilmektedir. Bu değişikliklerden sonra,
(*a*) Çevrimin net işi artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?
(*b*) Geri iş oranı artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?
(*c*) Çevrimin ısıl verimi artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?
(*d*) Çevrimden atılan ısı artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?

8-100K İdeal basit bir Brayton çevriminde tek kademeli sıkıştırma ve genişleme işlemleri, çevrimin basınç ve sıcaklık sınırları aynı kalmak üzere, çok kademeli ara soğutmalı sıkıştırma ve çok kademeli ara ısıtmalı genişleme işlemleriyle değiştirilmektedir. Sisteme ayrıca bir rejeneratör konulmaktadır. Bu değişikliklerden sonra,
(*a*) Çevrimin net işi artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?
(*b*) Geri iş oranı artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?
(*c*) Çevrimin ısıl verimi artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?
(*d*) Çevrimden atılan ısı artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?

8-101K Verilen bir basınç oranı için çok kademeli ara soğutmalı sıkıştırmanın kompresör işini neden azalttığını, çok kademeli ara ısıtmalı genişlemenin türbin işini neden artırdığını açıklayın.

8-102K Ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve rejeneratörlü ideal bir gaz türbini çevriminde, sıkıştırma ve genişleme kademelerinin sayısı artırıldıkça çevrimin ısıl verimi hangi değere yaklaşır? (*a*) Yüzde 100'e, (*b*) Otto çevriminin verimine, (*c*) Carnot çevriminin verimine.

8-103 İki kademeli sıkıştırma ve genişlemenin olduğu, ideal bir gaz türbini çevrimi düşünün. Kompresör ve türbinin her iki kademesinde de basınç oranı 3'tür. Hava kompresörün her iki kademesine de 300 K sıcaklıkta, türbinin her iki kademesine de 1200 K sıcaklıkta girmektedir. Çevrimin geri iş oranını ve ısıl verimini, (*a*) sistemde rejeneratör olmadığını kabul ederek, (*b*) sistemde etkinliği yüzde 75 olan bir rejeneratör kullanıldığını kabul ederek hesaplayın. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul edin.

8-104 Problem 8-103'ü kompresörün her kademesinde adyabatik verimin yüzde 80, türbinin her kademesinde adyabatik verimin yüzde 85 olduğunu kabul ederek çözün.

8-105 İki kademeli sıkıştırma ve iki kademeli genişlemenin olduğu rejeneratörlü bir gaz türbini santralında çevrimin toplam basınç oranı 9'dur. Hava kompresörün her iki kademesine de 300 K sıcaklıkta, türbinin her iki kademesine de 1200 K sıcaklıkta girmektedir. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak, santralin 30 MW güç üretebilmesi için, çevrimde dolaşan hava debisinin ne kadar olması gerektiğini hesaplayın. *Çözüm:* 68.1 kg/s

8-106 Problem 8-105'i aracı akışkanı hava yerine argon alarak çözün.

Tepkili Çevrim

8-107K İdeal tepkili çevrimin, ideal Brayton çevriminden farkları nelerdir?

8-108K Bir tepkili motorda (jet motorunda) lülenin işlevi nedir?

8-109K Tepki gücü nedir? Tepkiyle arasındaki bağıntıyı belirtin.

8-110K Tepki verimi nedir? Nasıl hesaplanır?

8-111K Bir tepkili motorda türbin ve kompresördeki tersinmezlikler aşağıdakilerden hangilerinin azalmasına neden olur? (*a*) Net iş, (*b*) tepki, (*c*) birim zamanda yakıt tüketimi.

8-112 Bir tepkili uçak 6100 m yükseklikte, 280 m/s hızla uçmaktadır. Bu yükseklikte basınç 48 kPa, sıcaklık −13 °C'dur. Kompresörün basınç oranı 13, türbin girişindeki sıcaklık 1300 K'dir. Kompresör, türbin ve lüle adyabatik verimlerinin yüzde 100 ve özgül ısıların oda sıcaklığında sabit olduğunu kabul ederek, (*a*) türbin çıkışındaki basıncı, (*b*) yanma sonu gazlarının motordan çıkış hızını, (*c*) tepki verimini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 374.3 kPa, (*b*) 933.6 m/s, (*c*) yüzde 26.9

8-113 Problem 8-112'yi özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak hesaplayın.

8-114 Bir tepkili uçak 9150 m yükseklikte, 320 m/s hızla uçmaktadır. Bu yükseklikte basınç 32 kPa, sıcaklık −32 °C'dir. Kompresörün basınç oranı 12, türbin girişindeki sıcaklık 1400 K'dir. Hava kompresöre 40 kg/s debiyle girmekte olup, yakıtın ısıl değeri 42700 kJ/kg'dır. Kompresör, türbin ve lüle adyabatik verimlerinin yüzde 100 ve özgül ısıların oda sıcaklığında sabit olduğunu kabul ederek, (*a*) yanma sonu gazlarının motordan çıkış hızını, (*b*) tepki gücünü ve (*c*) birim zamanda tüketilen yakıtı hesaplayın.

8-115 Problem 8-114'ü kompresör ve türbin adyabatik verimlerinin sırasıyla yüzde 80 ve yüzde 85 olduğunu kabul ederek çözün.

8-116 Tepkili motoru olan bir uçağın kompresörünün sıkıştırma oranı 12'dir. Uçak yerde frenlerine basılmış bir biçimde durmaktadır. Çevre hava 27 °C sıcaklık ve 95 kPa basınçta olup, hava motora 10 kg/s debiyle girmektedir. Jet yakıtının ısıl değeri 42700 kJ/kg olup, 0.2 kg/s debiyle tam olarak yakılmaktadır. Yayılmanın etkisini, motor çıkışında akışkanın kütle debisindeki küçük artışı, kompresör, türbin ve lüledeki tersinmezlikleri gözardı ederek, uçağı yerinde tutabilmek için frenlerin uyguladığı kuvveti hesaplayın. *Çözüm:* 9089 N

8-117 7 °C sıcaklıktaki hava tepkili bir motora 300 m/s hız ve 20 kg/s debiyle girmektedir. Yanma odasında havaya 20000 kJ/s ısı geçişi olmakta ve hava lüleden 427 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Bu motor ta-

rafından üretilen tepkiyi hesaplayın. (*İpucu:* Kontrol hacmi olarak motorun tümünü gözönüne alın.)

Gaz Akışkanlı Güç Çevrimlerinin İkinci Yasa Çözümlemesi

8-118 Problem 8-35'te ele alınan Otto çevrimiyle ilgili toplam tersinmezliği hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığını 2000 K, ısı verilen ısıl enerji deposunun sıcaklığını 300 K alın. Ayrıca genişleme strokunun sonunda kullanılabilirliği hesaplayın.
Çözüm: 245.12 kJ/kg, 145.2 kJ/kg

8-119 Problem 8-39'da ele alınan Otto çevriminin her bir hal değişimiyle ilgili tersinmezliği hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığını 1800 K ve ısı verilen ısıl enerji deposunun sıcaklığını 310 K alın. Ayrıca izantropik genişlemenin sonunda kullanılabilirliği hesaplayın.

8-120 Problem 8-47'de ele alınan Diesel çevrimiyle ilgili toplam tersinmezliği hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığını 2000 K, ısı verilen ısıl enerji deposunun sıcaklığını 300 K alın. Ayrıca izantropik sıkıştırma sonunda kullanılabilirliği hesaplayın.
Çözüm: 292.7 kJ/kg, 348.6 kJ/kg

8-121 Problem 8-49'da ele alınan Diesel çevriminde, çevrimden ısı verme işlemiyle ilgili toplam tersinmezliği hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığını 2000 K, ısı verilen ısıl enerji deposunun sıcaklığını 300 K alın. Ayrıca izantropik genişleme sonunda kullanılabilirliği hesaplayın.
Çözüm: 248.6 kJ/kg, 284.6 kJ/kg

8-122 Problem 8-74'te ele alınan Brayton çevrimiyle ilgili toplam tersinmezliği hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığını 1400 K, ısı verilen ısıl enerji deposunun sıcaklığını 300 K alın. Ayrıca aracı akışkanın türbin çıkışındaki kullanılabilirliğini hesaplayın. $P_{çıkış} = P_0 = 100$ kPa alın.

8-123 Problem 8-75'te ele alınan Brayton çevriminin her hal değişimiyle ilgili tersinmezliği hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığını 1400 K, ısı verilen ısıl enerji deposunun sıcaklığını 310 K alın.

8-124 Problem 8-89'da ele alınan Brayton çevrimiyle ilgili toplam tersinmezliği hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığını 1400 K, ısı verilen ısıl enerji deposunun sıcaklığını 300 K alın. Ayrıca rejeneratörden çıkan yanma sonu gazlarının kullanılabilirliğini hesaplayın.

8-125 Problem 8-90'da ele alınan Brayton çevriminin her bir hal değişimiyle ilgili tersinmezliği hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığını 1260 K, ısı verilen ısıl enerji deposunun sıcaklığını 310 K alın. Ayrıca rejeneratörden çıkan yanma sonu gazlarının kullanılabilirliğini hesaplayın. $P_{çıkış} = P_0 = 100$ kPa alın.

Genel Tekrar Problemleri

8-126 Basit bir ideal Brayton çevrimi 290 K ile 1600 K sıcaklıkları arasında çalışmaktadır. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek, kompresör ve türbin çıkışında hava sıcaklıklarının eşit olabilmesi için basınç oranının ne olması gerektiğini hesaplayın.

8-127 Kapalı bir sistemde gerçekleşen ideal hava çevrimi aşağıda belirtilen dört hal değişiminden oluşmaktadır:

1-2 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta olan sisteme, basıncı 300 kPa olana kadar sabit hacimde (v = sabit) ısı geçişi
2-3 1027 °C sıcaklığa kadar sisteme sabit basınçta (P = sabit) ısı geçişi
3-4 100 kPa basınca kadar izantropik genişleme
4-1 Sistemden sabit basınçta (P = sabit) ısı geçişiyle çevrimin tamamlanması (ilk hale dönüş)

Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak,

(*a*) Çevrimi P-v ve T-s diyagramlarında gösterin.
(*b*) Sistemin birim kütlesi için net işi,
(*c*) Çevrimin ısıl verimini belirleyin.

8-128 Problem 8-127'yi oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek çözün.

8-129 Kapalı bir sistemde 0.002 kg havayla gerçekleşen ideal hava çevrimi aşağıda belirtilen üç hal değişiminden oluşmaktadır:

1-2 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta olan sistemin, 700 kPa basınca izantropik (sabit entropide) olarak sıkıştırılması;
2-3 İlk haldeki özgül hacime kadar sabit basınçta (P = sabit) ısı geçişi
3-1 Çevreye sabit hacimde (v = *sabit*) ısı geçişi

Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak,

(*a*) Çevrimi P-v ve T-s diyagramlarında gösterin.
(*b*) Çevrimin en yüksek sıcaklığını bulun.
(*c*) Çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

Çözüm: (*a*) 2100 K, (*b*) yüzde 15.8

8-130 Problem 8-129'u oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek çözün.

8-131 Kapalı sistemde gerçekleşen bir Carnot çevriminde aracı akışkan olarak 0.002 kg hava kullanılmaktadır. Çevrimin ısıl verimi yüzde 70 olup, en düşük sıcaklığı 300 K'dir. İzantropik genişlemenin başlangıcında basınç 700 kPa, izantropik sıkıştırmanın sonunda basınç 1 MPa olmaktadır. Çevrimin net işini hesaplayın.

8-132 Dört silindirli bir benzin motorunun sıkıştırma oranı 8 olup, her bir silindirinin strok hacmi 0.6 L'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın sıcaklığı 17 °C, basıncı 98 kPa, çevrimin en yüksek sıcaklığı 1800 K'dir. Motorun ideal Otto çevrimine göre çalıştığını kabul ederek, (*a*) her silindirde havaya verilen ısıyı, (*b*) çevrimin ısıl verimini, (*c*) motorun 60 kW güç üretebilmesi için gerekli devir sayısını (devir/dakika) hesaplayın. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alın.

8-133 Havayla çalışan ideal bir Otto çevriminin sıkıştırma oranı 9.2'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncı 98 kPa, sıcaklığı 27 °C'dir. Çevrime sabit hacimde ısı geçişi sırasında basınç iki katına çıkmaktadır. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne

alarak, (*a*) çevrime olan ısı geçişini, (*b*) çevrimin net işini, (*c*) çevrimin ısıl verimini, (*d*) çevrimin ortalama efektif basıncını hesaplayın.

8-134 Problem 8-133'ü oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alarak çözün.

8-135 İdeal Diesel çevrimine göre çalışan bir motorda aracı akışkan havadır. Havanın hacmi sıkıştırma işleminin başlangıcında 1200 cm^3, sıkıştırma işleminin sonunda 75 cm^3, çevrime ısı geçişinin sonunda ise 150 cm^3 olmaktadır. Sıkıştırma işleminin başlangıcında, hava 17 °C sıcaklıkta ve 100 kPa basınçtadır. (*a*) Çevrimden ısı atma işleminin başlangıcında basıncı, (*b*) kJ olarak çevrimin net işini, (*c*) ortalama efektif basıncı hesaplayın.

8-136 Problem 8-135'i, aracı akışkan olarak hava yerine argonu alarak çözün.

8-137 Havayla çalışan ideal bir ikili çevrimde sıkıştırma oranı 12'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncı 100 kPa, sıcaklığı 30 °C, hacmi 1.2 L'dir. Çevrime sabit hacimde 0.3 kJ, sabit basınçta 1.1 kJ ısı geçişi olmaktadır. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek, çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

8-138 Havayla çalışan ideal bir Stirling çevrimini ele alın. İzotermal sıkıştırma işleminin başlangıcında hava 350 K sıcaklık ve 200 kPa basınçtadır. Çevrime 1600 K sıcaklıktaki bir kaynaktan 800 kJ/ kg ısı geçişi olmaktadır. (*a*) Çevrimin en yüksek basıncını, (*b*) havanın birim kütlesi için net işi hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 5218 kPa, (*b*) 625 kJ/kg

8-139 Basit bir ideal Brayton çevriminde aracı akışkan olarak hava kullanılmaktadır. Çevrimin basınç oranı 6, en düşük ve en yüksek sıcaklıkları ise 300 K ve 1300 K'dir. Daha sonra çevrimin en düşük ve en yüksek sıcaklıklarını değiştirmeden, çevrimin basınç oranı iki katına çıkarılmaktadır. (*a*) Birim akışkan kütlesi için net işteki değişimi, (*b*) çevrimin ısıl verimindeki değişimi hesaplayın. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alın. *Çözüm:* (*a*) 41.5 kJ/kg, (*b*) yüzde 10.6

8-140 Problem 8-139'u oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul ederek çözün.

8-141 Rejeneratörlü bir Brayton çevriminde aracı akışkan olarak Helyum kullanılmaktadır. Çevrimin basınç oranı 8, kompresör giriş sıcaklığı 300 K, türbin giriş sıcaklığı 1800 K'dir. Rejeneratörün etkinliği yüzde 75'tir. Çevrimin net gücü 30 MW olduğuna göre, çevrimde dolaşan helyum debisini ve çevrimin ısıl verimini hesaplayın. Problemi kompresör ve türbin adyabatik verimlerini (*a*) yüzde 100, (*b*) yüzde 80 alarak çözün.

8-142 Rejeneratörlü bir gaz türbininde sıkıştırma ve genişleme iki kademede olmaktadır. Kompresör ve türbinin her bir kademesindeki basınç oranı 3.5'tir. Hava kompresörün her bir kademesine 300 K, türbinin her bir kademesine 1200 K sıcaklıkta girmektedir. Kompresör ve türbinin adyabatik verimleri sırasıyla yüzde 78 ve yüzde 86, rejeneratörün etkinliği ise yüzde 72'dir. Çevrimin geri iş oranını ve ısıl verimini hesaplayın. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul edin.
Çözüm: yüzde 53.2, yüzde 39.2

8-143 Problem 8-142'yi aracı akışkan olarak hava yerine helyumu alarak çözün.

8-144 Rejeneratörlü ideal Brayton çevrimini gözönüne alın. Belirli çevrim en yüksek ve en düşük sıcaklıkları için, çevrimin en yüksek ısıl verimi almasını sağlayacak basınç oranını bulun. Bulduğunuz değeri, çevrimin net işinin en büyük değerini almasını sağlayan basınç oranıyla karşılaştırın. Çevrimin en yüksek sıcaklığının en düşük sıcaklığına oranı aynı kalmak üzere, en yüksek verim için basınç oranının, en çok net iş için basınç oranından neden daha küçük olduğunu açıklayın.

8-145 İdeal bir gaz türbini çevriminde bir kademeli sıkıştırma, iki kademeli genişleme ve rejeneratör bulunmaktadır. Türbinin kademelerinde basınç oranı eşittir. Türbinin birinci kademesinden çıkan gazlar önce rejeneratöre daha sonra türbinin ikinci kademesine girmekte ve burada kompresör giriş basıncına genişlemektedir. Bu çevrimin ısıl verimini, kompresörün basınç oranı ve türbin birinci kademe giriş sıcaklığının kompresör giriş sıcaklığına oranıyla ifade edin. Bulduğunuz sonucu rejeneratörlü ideal Brayton çevriminin ısıl verimiyle karşılaştırın.

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

8-146 Özgül ısıların sıcaklıkla değişiminin, havayla çalışan ideal Otto çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkisini araştırmak için bir bilgisayar programı yazın. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncını 100 kPa, sıcaklığını 300 K alın. Özgül ısıların değişimini Tablo A-2c'de verilen denklemi kullanarak gözönüne alın. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul edilerek yapılan hesaplardaki yüzde hatayı aşağıda verilen sıkıştırma oranları ve çevrim en yüksek sıcaklıkları için bulun: $r = 7, 8, 9, 10, 11, 12$ ve $T_{maks} = 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2500$ K.

8-147 Özgül ısıların sıcaklıkla değişiminin, havayla çalışan ideal Diesel çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkisini araştırmak için bir bilgisayar programı yazın. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncını 100 kPa, sıcaklığını 300 K alın. Özgül ısıların değişimini Tablo A-2c'de verilen denklemi kullanarak gözönüne alın. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul edilerek yapılan hesaplardaki yüzde hatayı aşağıda verilen sıkıştırma oranları ve çevrim en yüksek sıcaklıkları için bulun: $r = 10, 12, 14, 16, 20$ ve $T_{maks} = 1400, 1600, 1800, 2000, 2500$ K.

8-148 Basınç oranının, çevrimin en yüksek sıcaklığının, kompresör ve türbin verimlerinin basit Brayton çevriminin net işi ve verimi üzerindeki etkilerini araştırmak için bir bilgisayar programı yazın. Aracı akışkanın hava, kompresör giriş basınç ve sıcaklığının 100 kPa ve 300 K olduğunu kabul edin. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alarak, çevrimin net işini (kJ/kg) ve ısıl verimini aşağıda verilen parametreler için hesaplayın:

Basınç oranı: 5, 8, 14
Çevrimin en yüksek sıcaklığı: 800, 1200, 1600 K
Kompresör adyabatik verimi: yüzde 80 ve 100
Türbin adyabatik verimi: yüzde 80 ve 100

Elde ettiğiniz sonuçları değerlendirin.

8-149 Problem 8-148 için yazdığınız programı, hesapları helyumla yapabilecek biçimde düzenleyin.

8-150 Problem 8-148'i özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak çözün. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimi için Tablo A-2c'de verilen denklemleri kullanın.

8-151 Problem 8-148'i özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak çözün. Tablo A-17'yi kullanarak, h *ve* P_r değerlerini, 300 ile 1600 K sıcaklıkları arasında, sıcaklığın fonksiyonu olan beşinci dereceden polinomlarla ifade edin.

8-152 Basınç oranının, çevrimin en yüksek sıcaklığının, rejeneratör etkinliğinin, kompresör ve türbin verimlerinin rejeneratörlü Brayton çevriminin net işi ve verimi üzerindeki etkilerini araştırmak için bir bilgisayar programı yazın. Aracı akışkanın hava, kompresör giriş basınç ve sıcaklığının 100 kPa ve 300 K olduğunu kabul edin. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alarak, çevrimin net işini (kJ/kg) ve ısıl verimini aşağıda verilen parametreler için hesaplayın:

Basınç oranı: 6, 8, 14
Çevrimin en yüksek sıcaklığı: 1000, 1400, 1600 K
Kompresör adyabatik verimi: yüzde 80 ve 100
Türbin adyabatik verimi: yüzde 80 ve 100
Rejeneratör etkinliği: yüzde 70 ve 80

8-153 Problem 8-152 için yazdığınız programı, hesapları helyumla yapabilecek biçimde düzenleyin.

8-154 Problem 8-152'yi özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak çözün. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimi için Tablo A-2c'de verilen denklemleri kullanın.

8-155 Sıkıştırma ve genişleme işlemlerinde kademe sayısının, rejeneratörlü ideal Brayton çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkisini araştırmak için bir bilgisayar programı yazın. Çevrimin toplam basınç oranının 12 olduğunu, havanın her kompresör kademesine 300 K sıcaklıkta, her türbin kademesine de 1200 K sıcaklıkta girdiğini kabul edin. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alarak, kademe sayısını 1 den 20'ye kadar değiştirin. Isıl verimin kademe sayısıyla değişiminin grafiğini çizin. Sonuçları aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Ericsson çevriminin ısıl verimiyle karşılaştırın.

8-156 Problem 8-155'i aracı akışkan olarak hava yerine Helyumu alarak çözün.

8-157 Problem 8-114'te incelenen tepkili motoru ele alın. *Tepki özgül yakıt tüketiminin, özgül tepki gücüne* göre değişimini belirlemek için bir bilgisayar programı yazın. Tepki özgül yakıt tüketimi, birim tepki için birim zamanda tüketilen yakıt kütlesidir ve birimi kg/(N · s)'dir. Özgül tepki gücü ise tepki gücünün $\dot{m}\,C_pT_1$ ile bölünmesiyle elde edilir. Hesaplar aşağıdaki parametreler için yapılacaktır:

Basınç oranı: 2, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 15, 20, ve 30
Türbin giriş sıcaklıkları: 1000 K, 1400 K, 1800 K ve 2000 K
Kompresör adyabatik verimi: yüzde 60, 70, 80 ve 100
Türbin adyabatik verimi: yüzde 70, 80, 90 ve 100
Lüle adyabatik verimi: yüzde 90, 93, 96 ve 100

Basınç oranı, türbin giriş sıcaklığı ve kompresör, türbin, lüle verimlerinin sonuçlar üzerindeki etkilerini irdeleyin.

8-158 Kapalı sistemde gerçekleşen ve üç hal değişiminden oluşan bir ideal güç çevrimi tasarlayın. Hava standardı kabulleri altında çalışan çevrimin ısıl verimi en az yüzde 20 olacaktır. Çevrimi oluşturan hal değişimleri izotermal, sabit basınçta, sabit hacimde, izantropik, politropik veya basıncın hacimle doğrusal (lineer) değiştiği hal değişimi olabilir. Tasarımınızı açıklayan, sistemi tanıtan, P-v ve T-s diyagramlarını gösteren ve örnek hesaplar içeren bir teknik rapor hazırlayın.

8-159 Kapalı sistemde gerçekleşen ve dört hal değişiminden oluşan bir ideal güç çevrimi tasarlayın. Hava standardı kabulleri altında çalışan çevrimin ısıl verimi en az yüzde 20 olacaktır. Çevrimi oluşturan hal değişimleri izotermal, sabit basınçta, sabit hacimde, izantropik, politropik veya basıncın hacimle doğrusal (lineer) değiştiği hal değişimi olabilir. Tasarladığınız çevrim Otto, Diesel, Ericsson ve Stirling çevrimlerinin dışında olamalıdır. Tasarımınızı açıklayan, sistemi tanıtan, P-v ve T-s diyagramlarını gösteren ve örnek hesaplar içeren bir teknik rapor hazırlayın.

8-160 İki zamanlı motorlar üzerinde bir araştırma yaparak, bu alandaki gelişmeleri özetleyen bir rapor hazırlayın. Bu motorların otomobillerde ne zaman kullanılmaya başlanacağını ve otomobil yapımcılarının neden bu motorlara ilgi gösterdiklerini raporunuzda açıklayın.

8-161 Çevreyle ilgili kaygılar nedeniyle, bazı otomobil yapımcıları piyasaya elektrikli arabalar sürmektedirler. Elektrikli arabaların üstünlük ve eksikliklerini irdeleyen bir rapor hazırlayın. Bu raporda içten yanmalı bir otomobil yerine elektrikli bir otomobil almanın hangi koşullarda daha avantajlı olabileceğini tartışın.

8-162 Motor blokunun soğutulmasını gerektirmeyen adyabatik motorlar üzerinde yoğun araştırmalar yapılmaktadır. Bu motorların yapımında yüksek sıcaklıklara dayanıklı seramik malzemelerin kullanımı öngörülmektedir. Adyabatik motorların günümüzde vardığı aşama konusunda bir rapor hazırlayın. Bu motorların verimlerini ve günümüz motorlarının verimleriyle karşılaştırmasını raporunuzda belirtin.

Buharlı Güç Çevrimleri

BÖLÜM 9

8. Bölümde, aracı akışkanın çevrim boyunca gaz fazında kaldığı, gaz akışkanlı güç çevrimleri incelendi. Bu bölümde aracı akışkanın çevrimde dönüşümlü olarak buharlaştırıldığı ve yoğuşturulduğu *buharlı güç çevrimleri* incelenecektir. Ayrıca bu bölümde ısı ve güç gereksinimlerinin aynı sistemden karşılandığı *bileşik ısı güç üretimi* konusu da ele alınacaktır.

Isıl verimi artırmak için süregelen araştırmalar, basit buharlı güç çevriminin geliştirilmesine yol açmıştır. *Ara ısıtmalı* ve *ara buhar almalı çevrimler* bu amaca yönelik sistemlerdir. Ayrıca, farklı akışkanlara sahip ve farklı sıcaklık sınırları arasında çalışan iki ayrı çevrimden oluşan *ikili* ve *bileşik çevrimler* bu kapsamda ele alınabilir.

Su, buharlı güç çevrimlerinde en yaygın olarak kullanılan akışkandır. Su, ucuzluk, her yerde bulunabilme ve yüksek buharlaşma entalpisi gibi olumlu özelliklere sahiptir. Diğer aracı akışkanlar arasında, yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılan sodyum, potasyum ve cıvayla düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılan benzol ve freonlar sayılabilir. Bu bölümde özellikle, elektrik üretimi için dünyada yaygın olarak kullanılan su buharlı güç santralleri üzerinde durulacaktır.

Buharlı güç santralleri, kullanılan yakıta veya ısı kaynağına bağlı olarak termik santral, nükleer santral, doğal gaz santrali gibi adlarla bilinirler. Fakat tümünde su buharı aynı temel çevrimde çalışır. Bu nedenle tümü için aynı çözümleme geçerlidir.

9.1 ■ CARNOT BUHAR ÇEVRİMİ

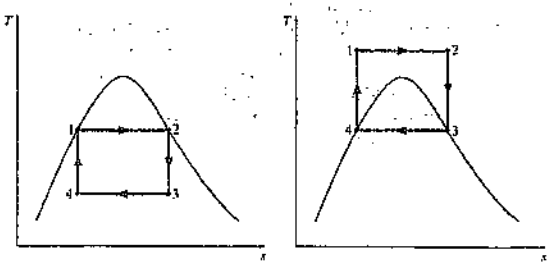
İki sıcaklık sınırı arasında çalışan en yüksek verimli çevrimin Carnot çevrimi olduğu daha önce birçok kez belirtilmişti. Bu nedenle, buharlı güç santralleri için ideal bir çevrim araştırılırken önce Carnot çevriminin akla gelmesi doğaldır. Eğer uygulanabilirse Carnot çevriminin ideal buharlı güç çevrimi olarak seçilmesi gerekir. Fakat aşağıda açıklandığı gibi, Carnot çevrimi buharlı güç çevrimleri için uygun bir model değildir. Aşağıdaki tartışmalarda aracı akışkanın *su buharı* olduğu kabul edilecektir, çünkü buharlı güç çevrimlerinde en yaygın olarak kullanılan akışkan sudur.

Su gibi saf bir maddenin doyma bölgesinde, sürekli akışlı bir sistemde gerçekleşen Carnot çevrimini inceleyelim (Şekil 9-1a). Su, 1-2 hal değişiminde, kazanda sabit sıcaklıkta (izotermal) ve tersinir olarak ısıtılır. 2-3 hal değişimi türbinde sabit entropide (izantropik) genişlemedir. 3-4 hal değişiminde su sabit sıcaklıkta ve tersinir olarak yoğuşur ve daha sonra 4-1 hal değişiminde sabit entropide sıkıştırılarak ilk haline getirilir.

Bu çevrimin uygulanması aşağıdaki nedenlerden dolayı zordur:

1 İki fazlı bir sistemden veya sisteme sabit sıcaklıkta ısı geçişi uygulamada gerçekleştirilebilir, çünkü ısıtıcı içinde basıncın sabit tutulması sıcaklığın da doyma değerinde sabit kalmasını sağlayacaktır. Bu nedenle, 1-2 ve 3-4 hal değişimleri kazan ve yoğuşturucularda kolaylıkla sağlanabilir. Fakat ısı geçişini iki fazlı sistemlerle sınırlamak, çevrimde erişilebilecek en yüksek sıcaklığı önemli ölçüde kısıtlar. Bu sıcaklık kritik sıcaklığın üzerinde olamaz, su için bu değer 374 °C'dir. Sıcaklığın kısıtlanması ısıl verimin de sınırlanması anlamına gelir. Çevrimdeki en yüksek sıcaklığın doyma sıcaklığının üzerine çıkarılması durumunda, akışkana ısı geçişi kızgın buhar bölgesinde, başka bir deyişle tek fazlı bölgede olur. Tek fazlı bölgede izotermal ısı geçişinin gerçekleştirilmesi ise çok zordur.

2 İzantropik genişleme (2-3 hal değişimi) iyi tasarlanmış bir türbinde yaklaşık olarak gerçekleştirilebilir. Fakat Şekil 9-1a'da görüldüğü gibi genişleme sırasında buharın kuruluk derecesi azalır. Bu durumda türbinde akan buhar içindeki sıvı zerreciklerinin miktarı artacaktır. Sıvı zerreciklerinin türbin kanatlarına çarpması, aşınmaya ve yıpranmaya yol açar. Bu bakımdan güç santrallerinde türbindeki genişleme sıra-



ŞEKİL 9-1
İki Carnot buhar çevriminin T-s diyagramı.

sında kuruluk derecesinin yüzde 90'nın altına düşmesi istenmez. Bu sorun, doymuş buhar eğrisi çok dik olan bir akışkan kullanarak çözülebilir.

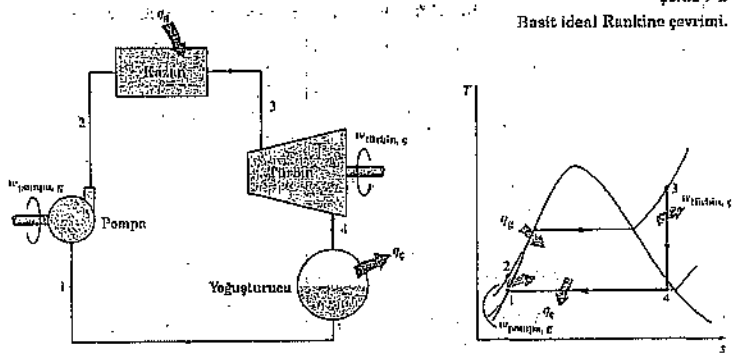
3 İzantropik sıkıştırma (4-1 hal değişimi), sıvı buhar karışımının doymuş sıvı haline sıkıştırılmasını öngörmektedir. Bu işlemle ilgili iki zorluk vardır. Birincisi, yoğuşturmanın 4 halinde son bulacak biçimde gerçekleştirilmesi kolay değildir. Ayrıca iki fazlı bir karışımı sıkıştıracak bir kompresörün yapımı uygulamada sorunlar yaratır.

Bu zorluklardan bazıları, Carnot çevrimini Şekil 9-1*b*'de görüldüğü gibi tasarlayarak yokedilebilir. Fakat bu kez, çok yüksek basınçlarda izantropik sıkıştırma ve değişen basınç altında izotermal ısı geçişi gibi başka güçlükler ortaya çıkar. Bu nedenle Carnot çevriminin gerçek makinelerde uygulanamayacağı ve buharlı güç çevrimleri için gerçekçi bir model oluşturamayacağı sonucuna varırız.

9-2 ■ RANKINE ÇEVRİMİ — Buharlı Güç Çevrimleri için İdeal Çevrim

Carnot çevriminin uygulanmasında karşılaşılan zorlukların birçoğu, kazanda suyu kızgın buhar haline ısıtarak ve yoğuşturucuda doymuş sıvı haline yoğuşturarak yokedilebilir. Bu düzenlemeler Şekil 9-2'de sistem ve *T-s* diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Bu çevrim, **Rankine çevrimi** diye adlandırılır ve buharlı güç santralleri için ideal çevrimdir. İdeal Rankine çevriminde içten tersinmezliğin olmadığı dört hal değişimi vardır:

1-2 Pompayla izantropik sıkıştırma
2-3 Kazanda, sisteme sabit basınçta (P = sabit) ısı geçişi
3-4 Türbinde izantropik genişleme
4-1 Yoğuşturucuda, sistemden sabit basınçta (P = sabit) ısı atılması



ŞEKİL 9-2
Basit ideal Rankine çevrimi.

Su, *pompaya* 1 halinde doymuş sıvı olarak girer ve izantropik bir hal değişimiyle kazan basıncına sıkıştırılır. Su sıcaklığı, izantropik sıkıştırma işlemi sırasında suyun özgül hacminin biraz azalmasından dolayı bir miktar artar. *T-s* diyagramında 1 ve 2 halleri arasındaki dikey aralık, diyagramın rahat anlaşılabilmesi için olduğundan büyük gösterilmiştir. (Eğer su gerçekten sıkıştırılamaz olsaydı, bu hal değişimi sırasında sıcaklık artışı veya azalması olabilir miydi?)

Su, kazana 2 halinde sıkıştırılmış sıvı olarak girer ve 3 halinde kızgın buhar olarak çıkar. Kazan temelde büyük bir ısı değiştiricisidir. Yanma sonucunda oluşan gazlardan, nükleer reaktörden veya diğer kaynaklardan sağlanan ısı, burada hemen hemen sabit basınçta, suya geçer. Kazan buharın kızgın hale geldiği kızdırıcıyla birlikte, genellikle *buhar üreticisi* diye adlandırılır.

3 halindeki kızgın buhar, *türbinde* izantropik olarak genişler ve bir mili döndürerek iş yapar. Mil genellikle elektrik üretimi için bir jeneratöre bağlanmıştır. Bu hal değişimi sırasında buharın basıncı ve sıcaklığı azalarak 4 halindeki değerlere ulaşır. Buhar türbinden çıktıktan sonra *yoğuşturucuya* girer. Yoğuşturucuya giren buhar genellikle yüksek kuruluk derecesinde doymuş sıvı-buhar karışımı halindedir. Yoğuşturucu büyük bir ısı değiştiricisidir. Buhar burada göl, akarsu veya atmosfere ısı vererek sabit basınçta yoğuşur. Su, yoğuşturucudan doymuş sıvı halinde çıkar ve pompaya girerek çevrimi tamamlar. Suyun az olduğu bölgelerde, güç santrallerinde soğutma su yerine havayla yapılır. Arabaların motorlarında da kullanılan bu tür soğutma *kuru soğutma* diye bilinir. Dünyada ve ABD'de birkaç buharlı güç santralinde, kuru soğutma su tasarrufu amacıyla uygulanmaktadır.

T-s diyagramında hal değişimi eğrisi altında kalan alanın içten tersinir hal değişimleri için ısı geçişini gösterdiği hatırlanırsa, 2-3 eğrisi altında kalan alanın suya kazanda verilen ısıyı, 4-1 eğrisi altında kalan alanın da yoğuşturucuda çevreye verilen ısıyı simgelediği söylenebilir. Bu ikisi arasındaki fark (çevrimi gösteren eğrinin içinde kalan alan) çevrimin net işi veya net ısı alışverişidir.

İdeal Rankine Çevriminin Enerji Çözümlemesi

Buharlı güç santralini oluşturan makinelerin tümü (pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucu) sürekli akışlı makinelerdir, bu nedenle Rankine çevrimi de dört sürekli akışlı açık sistemden oluşan bir çevrim olarak incelenebilir. Buharın kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişim genellikle ısı geçişi ve işe oranla küçüktür, bu nedenle gözardı edilebilir. Böylece, *sürekli akışlı açık sistemde enerjinin korunumu denklemi*, buharın birim kütlesi için aşağıda gösterildiği gibi yazılır (4-26 numaralı denklem):

$$q - w = h_e - h_g \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (9\text{-}1)$$

Kazan ve yoğuşturucuda iş etkileşimi yoktur, ayrıca pompa ve türbindeki hal değişimleri izantropik kabul edilebilir. Bu durumda her bir sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıda gösterildiği gibi olur:

Pompa ($q = 0$):
$$w_{\text{pompa},g} = h_2 - h_1 \tag{9-2}$$

veya Dnk. 6-53'ten,
$$w_{\text{pompa},g} = v(P_2 - P_1) \tag{9-3}$$

burada,
$$h_1 = h_{f,P_1} \quad \text{ve} \quad v \cong v_1 = v_{f,P_1} \tag{9-4}$$

Kazan ($w = 0$):
$$q_g = h_3 - h_2 \tag{9-5}$$

Türbin ($q = 0$):
$$w_{\text{türbin},g} = h_3 - h_4 \tag{9-6}$$

Yoğuşturucu ($w = 0$):
$$q_ç = h_4 - h_1 \tag{9-7}$$

Rankine çevriminin *ısıl verimi* şöyle ifade edilebilir:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} \tag{9-8}$$

Burada,
$$w_{\text{net}} = q_g - q_ç = w_{\text{türbin},ç} - w_{\text{pompa},g}$$

olmaktadır. ABD'deki güç santrallerinin dönüşüm verimleri genellikle ısı oranı ile ifade edilir. Bu değer 1 kWh elektrik üretmek için Btu birimlerinde harcanan ısıya eşittir. 1 kWh enerjinin 3412 Btu'ya eşit olduğu gözönüne alınırsa, ısı oranıyla ısıl verim arasındaki ilişki, aşağıda gösterildiği gibidir:

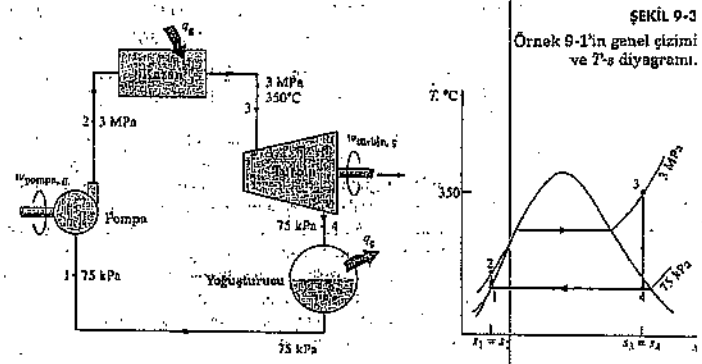
$$\eta_{\text{th}} = \frac{3412\ (\text{Btu/kWh})}{\text{Isı oranı (Btu/kWh)}} \tag{9-9}$$

Örneğin, 11363 Btu/kWh ısı oranı, yüzde 30 ısıl verime eşdeğerdir.

Isıl verim aynı zamanda T-s diyagramında çevrimi belirten eğrinin içinde kalan alanın, ısı geçişini gösteren eğrinin altında kalan alana oranı olarak da ifade edilebilir. Verilen bağıntıların kullanımı aşağıdaki örnekte açıklanmıştır.

ÖRNEK 9-1

Basit ideal Rankine çevrimine göre çalışan, buharlı bir güç santrali düşünün. Buhar, türbine 3 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta girmekte ve 75 kPa basınçta yoğuşmaktadır. Çevrimin ısıl verimini hesaplayın.



ŞEKİL 9-3
Örnek 9-1'in genel çizimi ve T-s diyagramı.

Çözüm Güç santralinin genel çizimi ve çevrimin T-s diyagramı Şekil 9-3'te gösterilmiştir. Güç santralinin ideal Rankine çevrimine göre çalıştığı belirtildiği için türbin ve pompanın izantropik oldukları kabul edilebilir. Ayrıca kazan ve yoğuşturucuda basıncın sabit kaldığı, buharın yoğuşturucudan, yoğuşturucu basıncında doymuş sıvı halinde çıktığı ve pompaya girdiği kabul edilmektedir.

Su buharının değişik hallerdeki özelikleri su buharı tablolarından okunacaktır (Tablo A-4, A-5 ve A-6):

1 Hali: $P_1 = 75$ kPa, Doymuş sıvı → $h_1 = h_{f,75\text{kPa}} = 384.39$ kJ/kg, $v_1 = v_{f,75\text{kPa}} = 0.001037\ \text{m}^3/\text{kg}$

2 Hali: $P_2 = 3$ MPa, $s_2 = s_1$

$$w_{\text{pompa},g} = v_1(P_2 - P_1) = (0.001037\ \text{m}^3/\text{kg})[(3000 - 75)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 3.03\ \text{kJ/kg}$$
$$h_2 = h_1 + w_{\text{pompa},g} = (384.39 + 3.03)\ \text{kJ/kg} = 387.42\ \text{kJ/kg}$$

3 Hali: $P_3 = 3$ MPa, $T_3 = 350$ °C → $h_3 = 3115.3$ kJ/kg, $s_3 = 6.7428$ kJ/(kg·K)

4 Hali: $P_4 = 75$ kPa, $s_4 = s_3$ (doymuş sıvı - buhar karışımı)

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7428 - 1.213}{6.2434} = 0.886$$
$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 384.39 + 0.886(2278.6) = 2403.2\ \text{kJ/kg}$$

Böylece, $q_g = h_3 - h_2 = (3115.3 - 387.42)\ \text{kJ/kg} = 2727.88\ \text{kJ/kg}$
$q_ç = h_4 - h_1 = (2403.2 - 384.39)\ \text{kJ/kg} = 2018.81\ \text{kJ/kg}$

ve
$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{2018.81\ \text{kJ/kg}}{2727.88\ \text{kJ/kg}} = 0.260\ \text{(veya \%26)}$$

olarak belirlenir. Isıl verim net iş bulunarak da hesaplanabilir:

$$w_{\text{türbin}} = h_3 - h_4 = (3115.3 - 2403.2)\ \text{kJ/kg} = 712.1\ \text{kJ/kg}$$
$$w_{\text{net}} = w_{\text{türbin}} - w_{\text{pompa}} = (712.1 - 3.03)\ \text{kJ/kg} = 709.07\ \text{kJ/kg}$$

veya
$$w_{\text{net}} = q_g - q_ç = (2727.88 - 2018.81)\ \text{kJ/kg} = 709.07\ \text{kJ/kg}$$

ve
$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = \frac{709.07\ \text{kJ/kg}}{2727.88\ \text{kJ/kg}} = 0.260\ \text{(veya \%26)}$$

Böylece güç santrali kazanda aldığı ısının yüzde 26'sını net işe dönüştürebilmektedir. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan gerçek bir güç santralinin ısıl verimi sürtünme ve benzeri tersinmezliklerden dolayı daha az olacaktır.

Bu santralin geri iş oranının ($r_g = w_{\text{pompa}}/w_{\text{türbin}}$) 0.004 olduğu gözden kaçmamalıdır. Başka bir deyişle, türbin işinin sadece yüzde 0.4'ü pompayı çalıştırmak için kullanılmaktadır. Küçük geri iş oranları (yaklaşık yüzde 1) buharlı güç çevrimlerinin özelliklerinden biridir. Gaz akışkanlı güç çevrimlerinde bu oran çok daha yüksektir (yüzde 40 ile 80 arasında).

Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevriminin ısıl verimini hesaplamak da yararlı olacaktır:

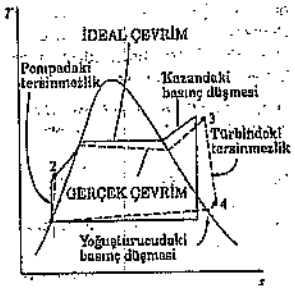
$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{maks}} = 1 - \frac{(91.78 + 273)\ \text{K}}{(350 + 273)\ \text{K}} = 0.414$$

Isıl verimler arasındaki fark, Rankine çevrimine ısı geçişi sırasında buhar ve yanma sonu gazları arasındaki sıcaklık farkından ileri gelmektedir.

9-3 ■ GERÇEK BUHAR ÇEVRİMİNİN İDEAL BUHAR ÇEVRİMİNDEN FARKI

Gerçek buharlı güç çevrimi, Şekil 9-4a'da gösterilen tersinmezliklerden dolayı, ideal Rankine çevriminden farklıdır. Akış sürtünmesi ve çevreye olan istenmeyen ısı kayıpları, tersinmezliklerin başlıca iki kaynağıdır.

Akış sürtünmesi kazanda, yoğuşturucuda ve elemanları birleştiren borularda basınç düşmelerine neden olur. Bunun sonucu olarak buhar kazandan biraz daha düşük bir basınçta çıkar. Benzer biçimde türbin girişinde buharın basıncı aradaki borularda basınçın düşmesinden dolayı kazan çıkışındaki buhar basıncından daha düşüktür. Yoğuşturucudaki basınç düşmesi genelde çok daha küçüktür. Basınç düşmelerini karşılamak için su ideal çevrimde belirtilenden daha yüksek bir basınca pompalanmak zorundadır. Bu da daha büyük bir pompa ve daha çok pompa işi gerektirir.



ŞEKİL 9-4a
Gerçek buharlı güç çevriminin ideal Rankine çevriminden farklılığı.

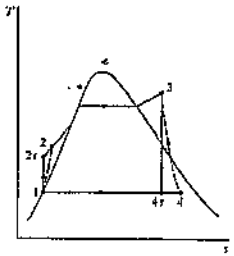
Tersinmezliklerin diğer ana kaynağı, çeşitli elemanlardaki akış sırasında, buhardan çevreye olan ısı kayıplarıdır. Net işin aynı kalabilmesi için, kazanda buharı ısı kayıplarını karşılayacak kadar fazladan ısı verilmesi gerekir. Bu da ısıl verimin azalmasına neden olur.

Pompa ve türbinde olan tersinmezlikler özel bir önem taşır. Tersinmezlikler sonucu bir pompa daha çok iş gerektirir, bir türbin daha az iş yapar. İdeal koşullarda bu makinelerde akış sabit entropidedir veya izantropiktir. Gerçek pompa ve türbinlerin izantropik pompa ve türbinlerden farklılığı, *adyabatik verim* tanımıyla gözönüne alınabilir:

$$\eta_P = \frac{w_s}{w} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \qquad (9\text{-}10)$$

ve

$$\eta_T = \frac{w}{w_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \qquad (9\text{-}11)$$



ŞEKİL 9-4b
Pompa ve türbindeki tersinmezliklerin ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi.

Burada 2 ve 4 indisleri sırasıyla pompa ve türbinin gerçek çıkış hallerini, 2s ve 4s indisleri ise izantropik çıkış hallerini göstermektedir (Şekil 9-4b).

Gerçek buharlı güç çevrimlerinin çözümlemesinde gözönüne alınması gereken başka etkenler de vardır. Örneğin, gerçek yoğuşturucularda su, *kavitasyon* olgusunu önlemek için doymuş sıvı halinin ötesinde aşırı soğutulur. Kavitasyon, pompa çarkının alçak basınç tarafında akışkanın hızlı buharlaşması ve yoğuşmasıdır, sonuçta pompa büyük zarar görebilir. Yataklarda, hareket eden parçalar arasındaki sürtünme bir başka tersinmezlik nedenidir. Çevrimden dışarı sızan buhar ve yoğuşturucuda çevrime dışarıdan sızan hava ideal çevrimden sapmaya neden olur. Son olarak, kazana hava sağlayan fanlar da gerçek bir güç santralinin çözümlemesinde gözönüne alınmalıdır.

Tersinmezliklerin buharlı bir güç santralinin ısıl verimi üzerindeki etkileri aşağıda verilen örnekte incelenmiştir.

ÖRNEK 9-2

Bir buharlı güç santrali Şekil 9-5'te gösterilen çevrime göre çalışmaktadır. Türbinin ve pompanın adyabatik verimleri sırasıyla yüzde 87 ve 85'tir. (*a*) Çevrimin ısıl verimini, (*b*) buharın kütle debisi 15 kg/s olduğuna göre santralin gücünü hesaplayın.

Çözüm Çevrimin çeşitli noktalarında suyun sıcaklığı ve basıncıyla çevrimin bu değerlere göre çizilmiş *T-s* diyagramı Şekil 9-5'te gösterilmiştir. Çevrimin tüm elemanları sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınmakta, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir. Verilen hallerde gerekli diğer özelikler, buhar tablolarından elde edilebilir.

(*a*) Çevrimin ısıl verimi, net işin çevrime verilen ısıya oranıdır. Net işi bulmak için pompa ve türbin işlerinin hesaplanması gerekir:

Pompa işi:
$$w_{pompa,g} = \frac{w_{s,pompa,g}}{\eta_P} = \frac{v_1 (P_2 - P_1)}{\eta_P}$$
$$= \frac{(0.001008\ \text{m}^3/\text{kg})(16000 - 9)\ \text{kPa}}{0.85}\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 19.0\ \text{kJ/kg}$$

Türbin işi:
$$w_{türbin} = \eta_T w_{s,türbin}$$
$$= \eta_T (h_3 - h_{4s}) = 0.87(3582.3 - 2115.7)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 1275.9\ \text{kJ/kg}$$

Çevrime verilen ısı: $q_g = h_3 - h_2 = (3645.7 - 146.7)\ \text{kJ/kg} = 3499.0\ \text{kJ/kg}$

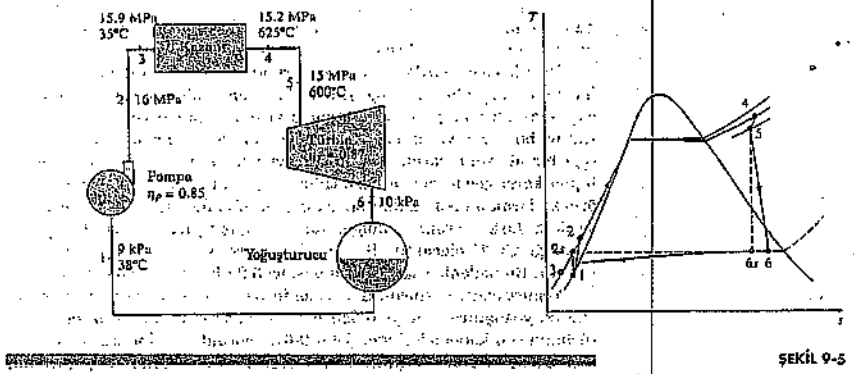
Böylece, $w_{net} = w_{türbin} - w_{pompa,g} = (1275.9 - 19.0)\ \text{kJ/kg} = 1256.9\ \text{kJ/kg}$

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{1256.9\ \text{kJ/kg}}{3499.0\ \text{kJ/kg}} = 0.359\ (\text{veya } \%35.9)$$

elde edilir. Tersinmezlikler olmadan bu çevrimin ısıl verimi yüzde 43.0 olmaktadır (9-3c numaralı örneğe bakın).

(*b*) Bu santralde üretilen güç, akışkanın kütle debisiyle çevrimin net işinin çarpımıdır:

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}(w_{net}) = (15\ \text{kg/s})(1256.9\ \text{kJ/kg}) = 18854\ \text{kW}$$



ŞEKİL 9-5
Örnek 9-2'nin genel çizimi ve T-s diyagramı.

9-4 ■ RANKİNE ÇEVRİMİNİN VERİMİ NASIL ARTIRILABİLİR ?

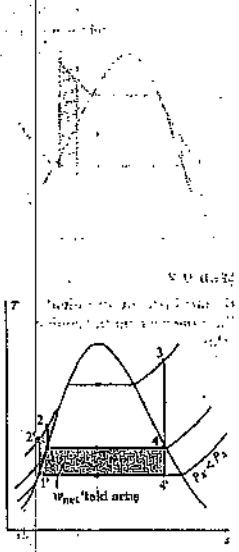
Dünyadaki elektrik üretiminin büyük çoğunluğu buharlı güç santrallerinde yapılmaktadır, bu bakımdan ısıl verimde sağlanacak küçük iyileştirmeler bile yakıttan önemli artırımlar sağlayabilir. Bu nedenle buharlı güç santrallerinin dayandığı çevrimin ısıl verimini artırmak için büyük çabalar gösterilmektedir.

Bir güç santralinin ısıl verimini yükseltmek için yapılan tüm düzenlemelerin arkasında yatan temel düşünce aynıdır: *Kazanda, akışkana ısı verilen ortalama sıcaklığın yükseltilmesi, yoğuşturucuda, akışkandan ısı çekilen ortalama sıcaklığın düşürülmesi*. Başka bir deyişle, ortalama akışkan sıcaklığı çevrime ısı verilmesi sırasında olabildiğince yüksek, çevrimden ısı çekilmesi sırasında olabildiğince düşük tutulmalıdır. Aşağıda, basit Rankine çevrimi için yukarıda belirtilen düşünceyi gerçekleştirmenin üç yolu tartışılacaktır.

1 Yoğuşturucu Basıncının Düşürülmesi
($T_{H,ort}$'yi düşürür)

Yoğuşturucudaki su buharı, yoğuşturucu çalışma basıncına karşı gelen doyma sıcaklığında, doymuş sıvı buhar karışımıdır. Bu nedenle yoğuşturucunun çalışma basıncının düşürülmesi aynı zamanda akışkanın sıcaklığını düşürür, bu da çevrimden ısı çekilen ortalama sıcaklığın düşürülmesi anlamına gelir.

Yoğuşturucu basıncının düşürülmesinin Rankine çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkisi Şekil 9-6'da açıklanmıştır. Karşılaştırma yapabilmek amacıyla türbin giriş sıcaklığının sabit kaldığı kabul edilsin. Bu diyagramda görülen gölgeli alan, yoğuşturucu basıncının P_4'ten P_4''e düşürülmesi sonucu net işte olan artışı simgelemektedir. Çevrime verilmesi gereken ısıda da bir artış olmaktadır. (2'-2 eğrisi altında kalan alan), fakat bu artış çok azdır. Böylece, yoğuşturucu basıncını düşürmenin toplam etkisi çevrimin ısıl verimini artırmaktır.



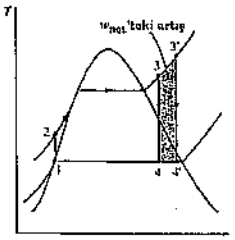
ŞEKİL 9-6
Yoğuşturucu basıncının düşürülmesinin ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi.

Düşük basınçlarda artan ısıl verimden yararlanabilmek için, buharlı güç santrallerinin yoğuşturucuları genellikle atmosfer basıncının çok daha altında çalışırlar. Buhar çevrimleri kapalı çevrimler olduğu için bu bir sorun yaratmaz. Fakat yoğuşturucu basıncının düşürülebileceği bir alt sınır vardır. Bu sınır, çevrimin ısı verdiği ortamın sıcaklığına karşı gelen doyma basıncıdır. Su sıcaklığı 15 °C olan bir ırmak örnek olarak alınsın. Etkin bir ısı geçişinin olması için 10 °C kadar bir sıcaklık farkı gerektiği düşünülürse, yoğuşturucudaki su buharının sıcaklığı 25 °C olacaktır. Bu sıcaklığa karşı gelen doyma basıncı 3.2 kPa'dir. Bu nedenle yoğuşturucu basıncı 3.2 kPa'nın altında olamaz.

Yoğuşturucu basıncını düşürmenin bazı yan etkileri de vardır. İlk olarak, yoğuşturucuya çevreden hava sızması olur. Daha da önemlisi, türbinin son kademelerinde, Şekil 9-5'de görüldüğü gibi, kuruluk derecesi azalır. Buharın içinde sıvı zerceciklerinin bulunması, türbinin verimini azaltır ve kanatlarda aşınmaya yol açar. Fakat bu sorun, bölümde daha sonra açıklanacağı gibi çözümü olan bir sorundur.

2 Buharın Kızdırılması
($T_{H,ort}$'yi yükseltir)

Buhara ısı verilen ortalama sıcaklık, kazan basıncını yükseltmeden, buharı kızgın buhar bölgesinde daha yüksek sıcaklıklara ısıtarak artırılabilir. Kızdırmanın, buharlı güç çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkisi Şekil 9-7'de açıklanmıştır. Bu diyagramda görülen gölgeli alan net işteki artışı simgelemektedir. 3-3' hal değişimi eğrisi altında kalan alan çevrime fazladan verilen ısıyı göstermektedir. Böylece hem çevrime verilen ısı hem de net iş, kızdırma sonunda artmaktadır. Bununla birlikte, toplam etkili ısıl verimi artırma yönündedir, çünkü çevrime ısı verilen ortalama sıcaklık yükselmektedir.



ŞEKİL 9-7
Buharı kızdırmanın ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi.

Buharın daha yüksek sıcaklıklara kızdırmanın bir başka olumlu etkisi vardır. Bu da, T-s diyagramından görülebileceği gibi, türbin çıkışında kuruluk derecesinin artmasıdır, (4' halindeki kuruluk derecesi 4 haline oranla daha büyüktür).

Buharın kızdırılabileceği sıcaklık malzeme dayanıklılığıyla sınırlıdır. Günümüzde türbin girişinde kabul edilebilecek en yüksek sıcaklık 620 °C dolaylarındadır. Bu sıcaklığın yükseltilebilmesi için varolan malzemelerin iyileştirilmesi veya yeni malzemelerin bulunması gerekmektedir. Seramik malzemelerin gelişmesi bu konuda ümit vermektedir.

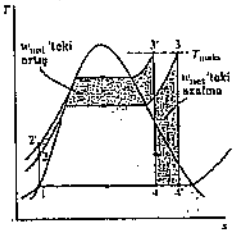
3 Kazan Basıncının Yükseltilmesi
($T_{H,ort}$'yi yükseltir)

Çevrime ısı verme sırasında akışkanın ortalama sıcaklığını yükseltmenin bir yolu da kazan çalışma basıncını yükseltmektir. Kazan basıncı yükselince buharlaşmanın gerçekleştiği sıcaklık da (doyma sıcaklığı) kendiliğinden yükselir. Böylece su buharına ısı verilen ortalama sıcaklık ve buna bağlı olarak da ısıl verim yükselmiş olur.

Kazan basıncını yükseltmenin buharlı güç çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkisi, Şekil 9-8'de T-s diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Belirli bir türbin giriş sıcaklığı için, çevrimin sola doğru kaydığı ve türbin çıkışında kuruluk derecesinin azaldığı görülmektedir. İstenmeyen bu etki, daha sonra açıklanacağı gibi, ara ısıtmayla önlenebilir.

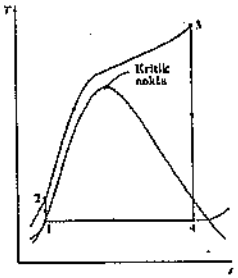
Kazanların çalışma basınçları, 1922'de 2.7 MPa'den günümüzde 30 MPa'e kadar sürekli bir yükseliş içinde olmuştur. Günümüzün 1000 MW ve daha çok güç üreten buharlı güç santralleri, kritik basıncın üzerinde olan (22.09 MPa'den daha çok) basınçlarda çalışmaktadır. Bu santrallerin ısıl verimleri fosil yakıtlı santraller için yüzde 40, nükleer santraller için yüzde 34 dolaylarındadır. Bugün ABD'de kritik basıncın üzerindeki basınçlarda çalışan 170'in üzerinde buharlı güç santrali vardır. Nükleer güç santrallerinin verimlerinin düşük olması, bu santrallerin en yüksek sıcaklıklarının güvenlik gerekçesiyle daha düşük tutulmalarındandır. ABD'de 112 adet nükleer güç santrali olup bunlar ulusal elektrik gereksiniminin yüzde 21'ini karşılamaktadır. Fransa'da ulusal elektrik gereksiniminin yüzde 75'i nükleer güç santralleri tarafından karşılanmaktadır. Kritik basıncın üzerinde çalışan bir Rankine çevriminin T-s diyagramı Şekil 9-9'da gösterilmiştir.

Yoğuşturucu basıncının düşürülmesinin, buharı daha yüksek sıcaklıklara kızdırmanın ve kazan basıncını yükseltmenin Rankine çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkileri aşağıda bir örnek üzerinde açıklanmıştır.



ŞEKİL 9-8

Kazan basıncını yükseltmenin ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi.



ŞEKİL 9-9

Kritik basınç üzerinde çalışan bir Rankine çevrimi.

ÖRNEK 9-3

İdeal Rankine çevrimine göre çalışan buharlı bir güç çevriminde, su buharı türbine 3 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta girmekte ve 10 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. (*a*) Santralin ısıl verimini hesaplayın; (*b*) bu buharının kazanda 350 °C yerine 600 °C sıcaklığa ısıtılması durumunda ısıl verimin ne olacağını hesaplayın, (*c*) kazan basıncının 15 MPa'e yükseltilip, türbin giriş sıcaklığının 600 °C'de kalması durumunda ısıl verimin ne olacağını hesaplayın.

Çözüm Her üç çevrimin T-s diyagramları Şekil 9-10'da verilmiştir.

(*a*) Bu şıkta ele alınan çevrim Örnek 9-1'de çözümlenen çevrimdir, sadece yoğuşturucu basıncı 75 kPa'den 10 Kpa'e düşürülmüştür. Isıl verim benzer biçimde hesaplanır:

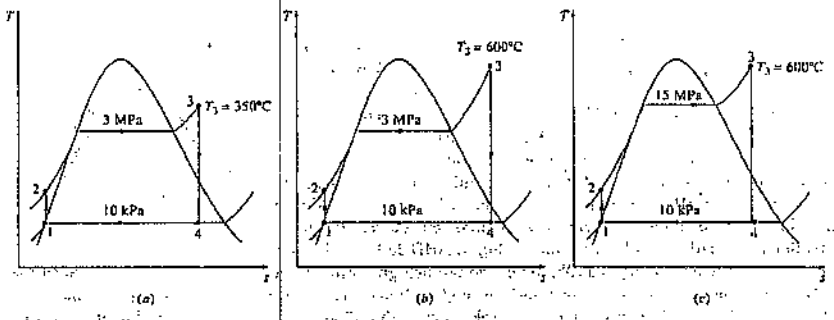
1 Hali: $P_1 = 10$ kPa, Doymuş sıvı $\Rightarrow$ $h_1 = h_{f,10\text{kPa}} = 191.83$ kJ/kg, $v_1 = v_{f,10\text{kPa}} = 0.001008$ m³/kg

2 Hali: $P_2 = 3$ MPa, $s_2 = s_1$

$$w_{\text{pompa},g} = v_1(P_2 - P_1) = (0.001008\ \text{m}^3/\text{kg})[(3000 - 10)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = 3.01\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pompa},g} = (191.83 + 3.01)\ \text{kJ/kg} = 194.84\ \text{kJ/kg}$$

3 Hali: $P_3 = 3$ MPa, $T_3 = 350$ °C $\Rightarrow$ $h_3 = 3115.3$ kJ/kg, $s_3 = 6.7428$ kJ/(kg·K)



ŞEKİL 9-10

Örnek 9-3'te incelenen üç çevrimin T-s diyagramları.

4 Hali: $P_4 = 10$ kPa, $s_4 = s_3$ (doymuş sıvı+buhar karışımı)

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7428 - 0.6493}{7.5009} = 0.812$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 191.83 + 0.812(2392.8) = 2134.8\ \text{kJ/kg}$$

Böylece, $q_g = h_3 - h_2 = (3115.3 - 194.84)\ \text{kJ/kg} = 2920.46\ \text{kJ/kg}$

$$q_ç = h_4 - h_1 = (2134.8 - 191.83)\ \text{kJ/kg} = 1942.97\ \text{kJ/kg}$$

ve $$\eta_{th} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{1942.97\ \text{kJ/kg}}{2920.46\ \text{kJ/kg}} = 0.335\ \text{(veya \%33.5)}$$

olur. Yoğuşturucu basıncının 75 Kpa'den 10 Kpa'e düşürülmesiyle çevrimin ısıl verimi yüzde 26'dan yüzde 33.5'e yükselmektedir. Fakat aynı zamanda türbin çıkışında buharın kuruluk derecesi 0.886'dan 0.812'ye düşmektedir, başka bir deyişle, doymuş sıvı buhar karışımı içindeki sıvının miktarı artmaktadır.

(*b*) 1 ve 2 halleri aynı kalmaktadır. 3 halinde (3 MPa ve 600 °C) ve 4 halinde (10 kPa ve $s_4 = s_3$) entalpiler benzer bir biçimde bulunabilir:

$$h_3 = 3682.3\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 = 2378.8\ \text{kJ/kg} \quad (x_4 = 0.914)$$

Böylece, $q_g = h_3 - h_2 = (3682.3 - 194.84)\ \text{kJ/kg} = 3487.46\ \text{kJ/kg}$

$$q_ç = h_4 - h_1 = (2378.8 - 191.83)\ \text{kJ/kg} = 2186.97\ \text{kJ/kg}$$

ve $$\eta_{th} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{2186.97\ \text{kJ/kg}}{3487.46\ \text{kJ/kg}} = 0.373\ \text{(veya \%37.3)}$$

olur. Buharı 350 °C yerine 600 °C sıcaklığa kızdırmakla, çevrimin ısıl verimi yüzde 33.5'ten yüzde 37.3'e yükselmektedir. Aynı zamanda türbin çıkışında buharın kuruluk derecesi de 0.812'den 0.914'e çıkmaktadır. Başka bir deyişle, doymuş sıvı buhar karışımı içindeki sıvının miktarı azalmaktadır.

(*c*) 1 hali aynı kalmakta, fakat diğer haller değişmektedir. 2 halinde (15 Mpa ve $s_2 = s_1$), 3 halinde (15 Mpa ve 600 °C) ve 4 halinde (10 kPa ve $s_4 = s_3$) entalpiler yukarıdakine benzer bir biçimde hesaplanabilir:

$h_2 = 206.94$ kJ/kg
$h_3 = 3582.3$ kJ/kg
$h_4 = 2115.7$ kJ/kg $\quad (x_4 = 0.804)$

Böylece, $q_g = h_3 - h_2 = (3582.3 - 206.94)$ kJ/kg $= 3375.36$ kJ/kg
$q_ç = h_4 - h_1 = (2115.7 - 191.83)$ kJ/kg $= 1923.87$ kJ/kg

ve $$\eta_{th} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{1923.87 \text{ kJ/kg}}{3375.36 \text{ kJ/kg}} = 0.430 \text{ (veya \%43.0)}$$

olur. Türbin giriş sıcaklığı 600 °C'ta kalırken, kazan basıncını 3 MPa'den 15 MPa'e yükseltmek ısıl verimi yüzde 37.3'ten 43.0'e yükseltmektedir. Aynı zamanda, türbin çıkışında buharın kuruluk derecesi de 0.914'ten 0.804'e azalmaktadır. Başka bir deyişle, doymuş sıvı buhar karışımındaki sıvının miktarı artmaktadır.

9-5 ■ İDEAL ARA ISITMALI RANKİNE ÇEVRİMİ

Bir önceki bölümde, kazan basıncını yükseltmenin, Rankine çevriminin ısıl verimini yükselttiği, buna karşılık türbin çıkışında kuruluk derecesinin kabul edilemez ölçülerde azalmasına neden olduğu belirtilmişti. Bu durumda akla şu soru gelmektedir:

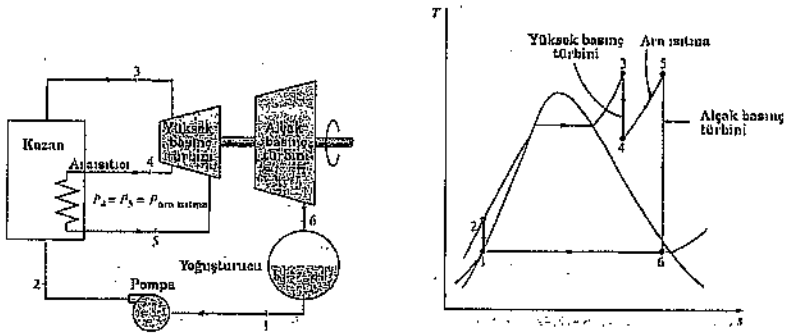
Yüksek kazan basıncında sağlanabilecek verim artışından, türbinin son kademelerinde buharın kuruluk derecesini azaltmadan nasıl yararlanabiliriz?

İki çözüm önerilebilir:

1 Buharı türbine girmeden önce çok yüksek sıcaklıklara kızdırmak uygun bir çözüm gibi görünmektedir. Bu çözüm, çevrime ısı verilen ortalama sıcaklığı artırdığı için ısıl verimi de yükseltmektedir. Fakat, buhar sıcaklığını boru malzemesi açısından güvenli olmayan sıcaklıklara yükseltmek mümkün değildir.

2 Buharı türbinde iki kademede genişletterek arada ısıtma yapmak bir başka çözüm yoludur. Başka bir deyişle, basit ideal Rankine çevrimine bir ara ısıtma işlemi eklenebilir. Ara ısıtma, türbin çıkışında buharın kuruluk derecesinin azalmasını önlemek için uygulanabilir bir çözümdür ve günümüz buharlı güç santrallerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

İdeal ara ısıtmalı Rankine çevriminin T-s diyagramı ve bu çevrime göre çalışan bir güç santralinin genel çizimi Şekil 9-11'de gösterilmiştir. İdeal ara ısıtmalı Rankine çevrimi, basit ideal Rankine çevriminden genişleme işleminde farklılık göstermektedir. Genişlemenin iki kademede olduğu bu çevrimde, buhar türbinde bir ara basınca kadar genişledikten sonra (yüksek basınç kademesi) yeniden kazana gönderilerek ısıtılmaktadır. Buharın ikinci kademeye giriş sıcaklığı genellikle birinci kademeye giriş sıcaklığıyla aynıdır. Buhar daha sonra türbinin ikinci kademesinde (alçak basınç kademesi) yoğuşturucu basıncına kadar genişlemektedir. Böylece ara ısıtmalı çevrimde, buhara verilen toplam ısı ve türbinde yapılan toplam iş aşağıda verildiği gibi gerçekleşmektedir:



ŞEKİL 9-11
İdeal ara ısıtmalı Rankine çevrimi.

$$q_g = q_{birincil} + q_{ara\ ısıtma} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad \text{(kJ/kg)} \quad (9\text{-}12)$$

ve $$w_t = w_{t,I} + w_{t,II} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad \text{(kJ/kg)} \quad (9\text{-}13)$$

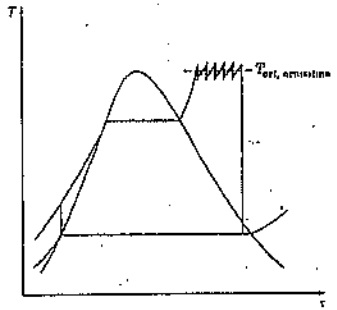
Günümüz güç santrallerinde, bir kademe ara ısıtmanın uygulanması, buhara ısı verilen ortalama sıcaklığı yükselttiği için çevrimin ısıl verimini yüzde 4-5 arasında artırmaktadır.

Ara ısıtma işlemi arasında ortalama sıcaklık genişleme ve ara ısıtma kademelerinin sayısını artırarak yükseltilebilir. Kademe sayısı arttıkça, genişleme ve ara ısıtma işlemleri, Şekil 9-12'de görüldüğü gibi çevrimin en yüksek sıcaklığında izotermal ısı geçişine yaklaşır. Fakat iki kademeden daha fazla ara ısıtma yapılması ekonomik değildir. İkinci kademede sağlanan verim artışı birinci kademede sağlananın yarısı kadardır, oysa donanım harcaması ikiye katlanmıştır. Türbin giriş basıncı yeterince yüksek değilse, iki kademe ara ısıtma yapılması uygun değildir, çünkü türbin çıkış hali kızgın buhar bölgesinde olabilir. Bu da çevrimden ısı verilen ortalama sıcaklığın artmasına ve ısıl verimin düşmesine neden olur. İki kademeli ara ısıtma genellikle kritik basıncın (22.09 MPa) üzerindeki basınçlarda çalışan güç santrallerinde sözkonusudur. Üçüncü kademe ara ısıtmanın da yukarıda belirtilen nedenlerle uygulamada getireceği bir yarar yoktur.

Güç santrallerinde ara ısıtma, 1920'li yıllarda yapılmaya başlanmış fakat uygulamada karşılaşılan zorluklar nedeniyle 1930'larda bırakılmıştı. Kazanlardaki gelişmeler ve çalışma basınçlarındaki yükselme, 1940'larda bir kademe, 1950'lerde de iki kademe ara ısıtmanın yeniden uygulamaya konmasına neden olmuştur.

Ara ısıtma sıcaklıkları türbin giriş sıcaklıklarına eşit veya çok yakındır. En uygun ara ısıtma basıncı, çevrimin en yüksek basıncının dörtte biri kadardır. Örneğin, kazan basıncı 12 MPa olan bir çevrim için en uygun ara ısıtma basıncı 3 MPa'dir.

Ara ısıtmanın tek amacının, türbin çıkışındaki kuruluk derecesini yüksek tutmak olduğu unutulmamalıdır. Eğer yüksek sıcaklıklara dayanıklı malzemeler olsaydı, ara ısıtmalı çevrimlere gerek duyulmazdı.



ŞEKİL 9-12
Ara ısıtma kademe sayısı arttırıldıkça çevrime ısı verilen ortalama sıcaklık yükselir.

ÖRNEK 9-4

İdeal ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalışan buharlı bir güç santralinde su buharı türbine 15 MPa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 10 kPa'dir. Alçak basınç türbininin çıkışında buharın kuruluk derecesinin yüzde 89.6'nın altına düşmemesi istenmektedir. (*a*) Buharın ara ısıtma basıncını, (*b*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın. Ara ısıtma sonunda buharın türbin giriş sıcaklığına getirildiğini kabul edin.

Çözüm Güç santralinin genel çizimi ve çevrimin *T-s* diyagramı Şekil 9-13'te gösterilmiştir. Güç santralinin, ideal ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalıştığı belirtildiği için, türbinin her iki kademesinin ve pomparın izantropik oldukları kabul edilebilir. Ayrıca kazan ve yoğuşturucuda basınç düşüşleri olmadığı, buharın yoğuşturucudan çıkıp pompaya, yoğuşturucu basıncında doymuş sıvı olarak girdiği kabul edilmektedir.

(*a*) Ara ısıtma basıncı, 5 ve 6 hallerinde entropilerin eşit olmasından yola çıkarak bulunabilir:

6 Hali: $P_6 = 10$ kPa
$x_6 = 0.896$ (doymuş sıvı - buhar karışımı)
$s_6 = s_f + x_6 s_{fg} = 0.6493 + 0.896(7.5009) = 7.370$ kJ/(kg·K)

ve $h_6 = h_f + x_6 h_{fg} = 191.83 + 0.896(2392.8) = 2335.8$ kJ/kg

Böylece,

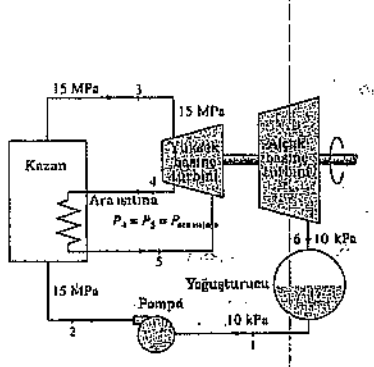
5 Hali: $T_5 = 600$ °C, $s_5 = s_6$ $\quad P_5 = 4.0$ Mpa, $h_5 = 3674.4$ kJ/kg

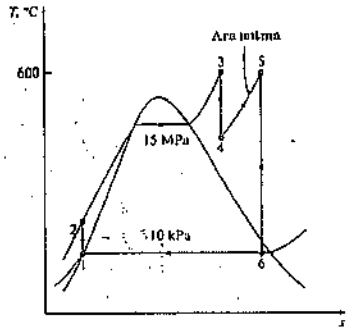
olarak bulunur. Türbin çıkışında kuruluk derecesinin 0.896 veya daha büyük olabilmesi için, buharın ara ısıtmasının 4.0 Mpa veya daha düşük bir basınçta yapılması gerekmektedir.

(*b*) Isıl verimin hesaplanabilmesi için diğer hallerde entalpilerin bulunması gerekmektedir:

1 Hali: $P_1 = 10$ kPa, Doymuş sıvı $\quad h_1 = h_{f,10\text{kPa}} = 191.83$ kJ/kg, $v_1 = v_{f,10\text{kPa}} = 0.001010$ m³/kg

2 Hali: $P_2 = 15$ MPa, $s_2 = s_1$





ŞEKİL 9-13
Örnek 9-4'ün genel çizimi ve T-s diyagramı

$$w_{pompa,g} = v_1(P_2 - P_1) = (0.001010\ \text{m}^3/\text{kg})[(15000 - 10)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 15.14\ \text{kJ/kg}$$
$$h_2 = h_1 + w_{pompa,g} = (191.83 + 15.14)\ \text{kJ/kg} = 206.94\ \text{kJ/kg}$$

3 Hali: $P_3 = 15$ MPa, $T_3 = 600$ °C $\quad h_3 = 3582.3$ kJ/kg, $s_3 = 6.6776$ kJ/(kg·K)

4 Hali: $P_4 = 4$ MPa, $s_4 = s_3$ $\quad h_4 = 3154.3$ kJ/kg, $(T_4 = 375.5$ °C)

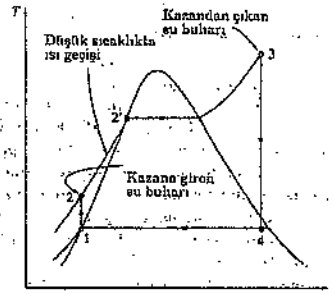
Böylece, $q_g = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$
$= (3582.3 - 206.94)\ \text{kJ/kg} + (3674.4 - 3154.3)\ \text{kJ/kg}$
$= 3895.46\ \text{kJ/kg}$
$q_ç = h_6 - h_1 = (2335.8 - 191.83)\ \text{kJ/kg}$
$= 2143.97\ \text{kJ/kg}$

ve $$\eta_{th} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{2143.97\ \text{kJ/kg}}{3895.46\ \text{kJ/kg}} = 0.450\ (\text{veya } \%45.0)$$

Bu problem 9-3 numaralı örneğin (*c*) şıkkında aynı basınç ve sıcaklık sınırları arasında çalışan basit ideal Rankine çevrimi için çözülmüştü. Sonuçlar karşılaştırıldığı zaman ara ısıtmanın türbin çıkışındaki kuruluk derecesini yüzde 80.4'ten 89.6'ya, çevrimin ısıl verimini ise yüzde 43.0'ten yüzde 45.0'e yükseltiğini göstermektedir.

9-6 ■ İDEAL ARA BUHAR ALMALI RANKİNE ÇEVRİMİ

Şekil 9-14'te gösterilen Rankine çevriminin *T-s* diyagramı dikkatle incelendiği zaman, aradaki alışkanlık 2-2' hal değişimi sırasında verilen ısının göreceli olarak düşük bir sıcaklıkta verildiği gözlenmektedir. Bu durum, çevrime verilen ısının daha düşük bir ortalama sıcaklıkta verilmesine ve ısıl verimin düşmesine neden olur.



ŞEKİL 9-14
Kazandaki ısı geçişinin ilk bölümü daha düşük bir sıcaklıkta gerçekleşir.

Bu sakıncayı gidermek için, pompadan çıkan aracı akışkanın, diğer adıyla *kazan besleme suyunun*, kazana girmeden önce sıcaklığını artırmak yararlı olacaktır. Bunu sağlamanın bir yolu, kazan besleme suyunu, Carnot çevriminde olduğu gibi, izantropik olarak yüksek bir sıcaklığa sıkıştırmaktır. Fakat bu çözüm yolu çok yüksek basınçlar gerektireceği için uygulanabilir değildir. Bir başka yol, türbinde genişleyen buhardan kazan besleme suyuna, türbin içinde yapılan bir düzenlemeyle, başka bir deyişle türbin içine konan ters akışlı bir ısı değiştiricisiyle ısı vermektir. Bu çözüm yolu da uygulanabilir değildir; çünkü bu amacı gerçekleştirecek bir ısı değiştiricisinin tasarımı çok zordur. Ayrıca bu yöntem kullanıldığı zaman türbin çıkışında buharın kuruluk derecesi azalacaktır.

Kazan besleme suyunu ısıtmanın daha uygulanabilir bir yolu, türbinde genişleyen buharın bir bölümünü belirli noktalarda türbinden dışarı almaktır. Böylece, türbinde genişlemeye devam etmesi durumunda iş yapabilecek olan buhar, kazan besleme suyunu ısıtmak için kullanılmış olur. Bu işleme **ara buhar alma** veya **rejenerasyon** adı verilir. Kazan besleme suyunun, türbinden ayrılan buharla ısıtıldığı ısı değiştiricilerine ise **besleme suyu ısıtıcısı** veya **rejeneratör** denir.

Ara buhar alma, çevrim verimini yükseltmenin yanısıra, kazan besleme suyunu, yoğuşturucuda karışmış olan havanın atılması için de uygun ortam oluşturur. Su buharına karışan havanın atılması kazanda paslanmanın önlenmesi açısından gereklidir. Ara buhar almanın bir başka yararı da türbindeki genişlemenin son aşamalarında özgül hacimdeki artıştan dolayı oluşan yüksek hacimsel debileri denetim altında tutmaktır. Bu nedenlerle ara buhar alma 1920'lerin başlarından beri buharlı güç santrallerinde uygulanmaktadır.

Besleme suyu ısıtıcısı, iki akışın doğrudan karışarak (açık) veya birbirine karışmadan (kapalı) ısı alışverişinde bulundukları bir ısı değiştiricisidir. Aşağıda, ara buhar alma işlemi, kullanılan ısı değiştiricisinin türüne göre ayrı ayrı incelenmiştir.

Açık Besleme Suyu Isıtıcıları

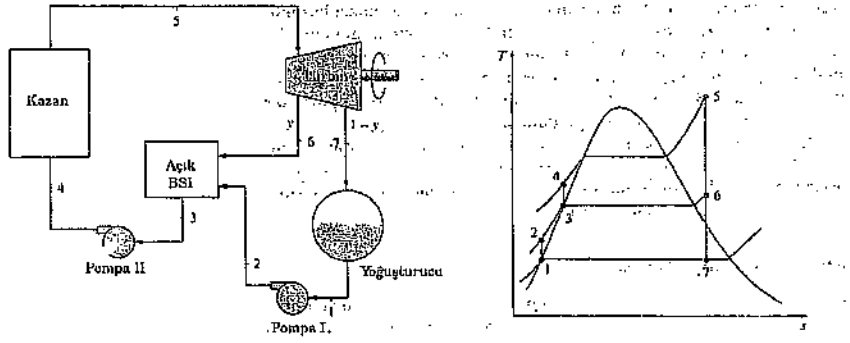
Açık (veya doğrudan temaslı) **besleme suyu ısıtıcısı**, temelde türbinden ayrılan buharın, pompadan çıkan kazan besleme suyuyla

karıştığı kapalı bir kaptır. Karışımın ısıtıcıdan, ısıtıcı basıncında doymuş sıvı olarak ayrılması istenir. Tek besleme suyu ısıtıcısı olan buharlı bir güç santralinin genel çizimi ve dayandığı çevrimin *T-s* diyagramı Şekil 9-15'te gösterilmiştir. Bu çevrim *bir ara buhar almalı çevrim* veya *tek kademeli rejeneratif çevrim* diye bilinir.

İdeal ara buhar almalı Rankine çevriminde, buhar türbine kazan basıncında girer (5 hali) ve sabit entropide ara basınca genişler (6 hali). Bu aşamada bir miktar buhar türbinden ayrılarak besleme suyu ısıtıcısına gönderilir, geri kalan buhar türbinde sabit entropide yoğuşturucu basıncına kadar genişler (7 hali). Buhar yoğuşturucudan doymuş sıvı olarak ayrılır (1 hali). Yoğuşturulmuş buhar, başka bir deyişle *kazan besleme suyu*, daha sonra izantropik bir pompada besleme suyu ısıtıcısının basıncına sıkıştırılır (2 hali) ve besleme suyu ısıtıcısına gönderilir. Besleme suyu burada türbinden ayrılan buharla karışır. Türbinden ayrılan buharın kütlesi, besleme suyu ısıtıcısından çıkan karışımın, ısıtıcı basıncında doymuş sıvı halinde (3 hali) olmasını sağlayacak kadardır. İkinci bir pompa besleme suyunun basıncını kazan basıncına yükseltir (4 hali). Çevrim, akışkanın kazanda türbin giriş koşullarına ısıtılmasıyla tamamlanır (5 hali).

Buharlı güç santrallerinin çözümlemesinde, hesaplanan çeşitli büyüklükleri kazandan geçen birim akışkan kütlesine göre belirtmek kolaylık sağlar. Kazandan geçen 1 kg su için, türbinde genişleyen buharın y kg'lık bölümü ara basınca kadar genişler ve türbinden ayrılarak besleme suyu ısıtıcısına gönderilir. Geri kalan $(1-y)$ kg, yoğuşturucu basıncına kadar genişlemeyi sürdürür. Bu nedenle değişik elemanlardaki kütle debileri farklıdır. Örneğin kazandan geçen kütle debisi $\dot{m}$ ile gösterilirse, yoğuşturucudan geçen kütle debisi $(1-y)\dot{m}$ olacaktır. Ara buhar almalı Rankine çevrimiyle ilgili bu ayrıntı, çevrimin çözümlemesi yapılırken ve *T-s* diyagramındaki alanlar yorumlanırken gözönüne alınmalıdır. Şekil 9-15'in ışığında, ara buhar almalı bir Rankine çevrimindeki ısı ve iş etkileşimleri, kazandan geçen birim akışkan kütlesi için aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir:

ŞEKİL 9-15
Tek besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı Rankine çevrimi.



$$q_g = h_6 - h_4 \tag{9-14}$$

$$q_e = (1-y)(h_7 - h_1) \tag{9-15}$$

$$w_t = (h_6 - h_5) + (1-y)(h_5 - h_7) \tag{9-16}$$

$$w_{\text{pompa},g} = (1-y)w_{\text{pompa I},g} + w_{\text{pompa II},g} \tag{9-17}$$

Burada, $y = \dot{m}_6/\dot{m}_5$ (ayrılan buharın oranı)

$$w_{\text{pompa I},g} = v_1(P_2 - P_1)$$

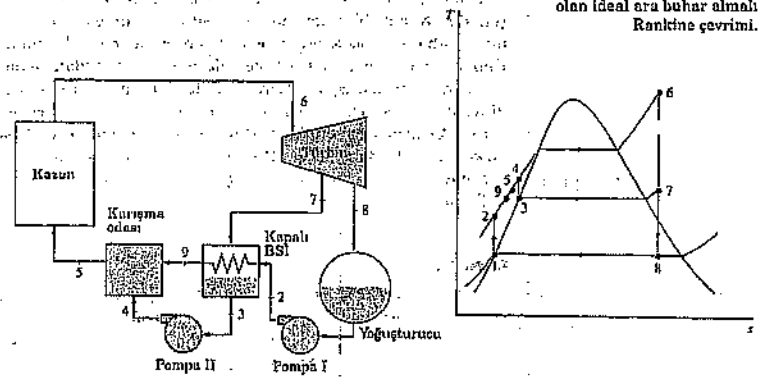
$$w_{\text{pompa II},g} = v_3(P_4 - P_3)$$

olmaktadır.

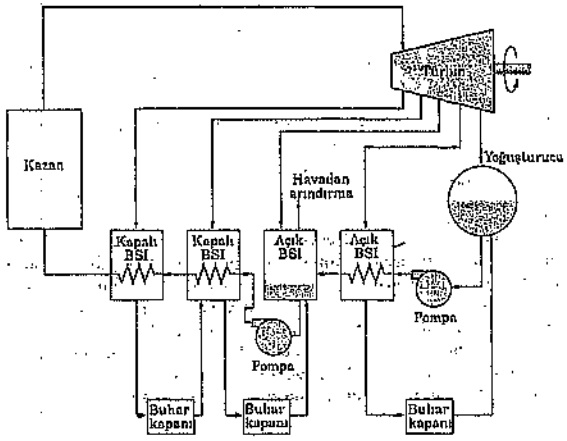
Ara buhar alma, Rankine çevriminin ısıl verimini artırır. Bunun nedeni besleme suyu sıcaklığının kazana girmeden önce yükseltilmesi ve buna bağlı olarak çevrime ısı verilen ortalama sıcaklığın yükselmesidir. Besleme suyu ısıtıcılarının sayısı arttıkça, çevrimin ısıl verimi daha da yükselir. Büyük güç santrallerinde kullanılan besleme suyu ısıtıcılarının sayısı sekize kadar çıkabilir. Bu sayı ekonomik kıstaslara göre belirlenir. Fazladan bir besleme suyu ısıtıcısı eklenerek yakıttan sağlanacak gelir, yapılacak yatırım harcamasını karşılamalıdır.

Kapalı Besleme Suyu Isıtıcıları

Buharlı güç santrallerinde yaygın olarak kullanılan bir başka tür besleme suyu ısıtıcısı **kapalı besleme suyu ısıtıcısıdır**. Burada türbinden ayrılan buhardan kazan besleme suyuna olan ısı geçişi, akışlar *karışmadan* gerçekleşir. İki akış, karışma olmadığı için farklı basınçlarda olabilir. Tek kapalı besleme suyu ısıtıcısı olan buharlı bir güç santralinin genel çizimi ve çevrimin T-s diyagramı Şekil 9-16'da gösterilmiştir. İdeal bir kapalı besleme suyu ısıtıcısında, kazan besleme suyu, türbinden ayrılan buharın ısıtıcıdan çıkış sıcaklığına ısıtılır. Buharın ısıtıcıdan çıkış hali ise türbinden ayrılma basıncındaki doymuş sıvı



ŞEKİL 9-16
Kapalı besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı Rankine çevrimi.



ŞEKİL 9-17
Bir açık, üç kapalı besleme suyu ısıtıcısı olan buharlı bir güç santrali.

halidir. Gerçek güç santrallerinde, besleme suyu ısıtıcıdan, buharın çıkış sıcaklığının altında bir sıcaklıkta çıkar, çünkü ısı geçişinin olabilmesi için en az birkaç derecelik sıcaklık farkı gereklidir.

Yoğuşan buhar besleme suyu hattına pompalanır veya bir buhar kapanından geçirilerek bir başka besleme suyu ısıtıcısına veya yoğuşturucuya gönderilir. Buhar kapanı sıvının daha düşük bir basınca kısılmasını sağlar fakat buharın geçmesine izin vermez. Kısılma işlemi sırasında buharın entalpisi değişmez.

Açık ve kapalı besleme suyu ısıtıcılarının karşılaştırılması şöyle yapılabilir: Açık besleme suyu ısıtıcıları basit ve ucuzdur, ayrıca etkin bir ısı geçişine olanak sağlar. Isıtıcıdan çıkışta, besleme suyu doymuş sıvı haline gelir. Fakat her ısıtıcı için bir besleme suyu pompası gereklidir. Kapalı bir besleme suyu ısıtıcısı, içindeki boru düzeni nedeniyle daha karmaşık bir yapıya sahiptir, bu nedenle daha pahalıdır. Kapalı bir besleme suyu ısıtıcısında akışlar doğrudan temas etmedikleri için ısı geçişi, açık ısıtıcıya oranla daha az etkindir. Bununla birlikte, kapalı besleme suyu ısıtıcıları her ısıtıcı için ayrı bir pompaya gerek göstermezler, çünkü türbinden ayrılan buhar ve besleme suyu farklı basınçlarda olabilir. Buharlı güç santrallerinde açık ve kapalı besleme suyu ısıtıcıları genelde Şekil 9-17'de gösterildiği gibi birlikte kullanılırlar.

ÖRNEK 9-5

İdeal ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalışan bir buharlı güç santralinde bir adet açık besleme suyu ısıtıcısı kullanılmaktadır. Buhar türbine 15 MPa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 10 kPa'dır. Bir miktar buhar türbinden 1.2 MPa basınçta ayrılarak, açık besleme suyu ısıtıcısına

gönderilmektedir. Türbinden ayrılan buhar miktarını ve çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

Çözüm Santralin genel çizimi ve ara buhar almalı çevrimin *T-s* diyagramı Şekil 9-18'de verilmiştir. Güç santralinin ideal ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalıştığı belirtildiği için, türbin ve pompaların izantropik olduğu kabul edilebilir. Ayrıca, kazanda, besleme suyu ısıtıcısında ve yoğuşturucuda basıncın düşmediği, buharın yoğuşturucu ve besleme suyu ısıtıcısından doymuş sıvı halinde çıktığı kabul edilebilir.

Öncelikle değişik hallerdeki özelikler bulunacaktır:

1 Hali: $P_1 = 10$ kPa, Doymuş sıvı $\Rightarrow$ $h_1 = h_{f,\,10\text{kPa}} = 191.83$ kJ/kg, $v_1 = v_{f,\,10\text{kPa}} = 0.00101\ \text{m}^3/\text{kg}$

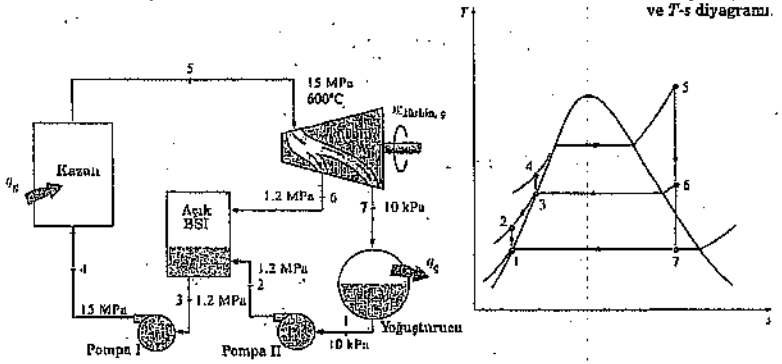
2 Hali: $P_2 = 1.2$ MPa, $s_2 = s_1$

$$w_{\text{pompa I},g} = v_1(P_2 - P_1) = (0.00101\ \text{m}^3/\text{kg})[(1200 - 10)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 1.20\ \text{kJ/kg}$$
$$h_2 = h_1 + w_{\text{pompa I},g} = (191.83 + 1.20)\ \text{kJ/kg} = 193.03\ \text{kJ/kg}$$

3 Hali: $P_3 = 1.2$ MPa, Doymuş sıvı $\Rightarrow$ $h_3 = h_{f,\,1.2\text{MPa}} = 798.65$ kJ/kg, $v_3 = v_{f,\,1.2\text{MPa}} = 0.001139\ \text{m}^3/\text{kg}$

4 Hali: $P_4 = 15$ MPa, $s_4 = s_3$

$$w_{\text{pompa II},g} = v_3(P_4 - P_3)$$
$$= (0.001139\ \text{m}^3/\text{kg})[(15000 - 1200)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 15.72\ \text{kJ/kg}$$
$$h_4 = h_3 + w_{\text{pompa II},g} = (798.65 + 15.72)\ \text{kJ/kg} = 814.37\ \text{kJ/kg}$$



ŞEKİL 9-18
Örnek 9-5'in genel çizimi ve *T-s* diyagramı.

5 Hali: $P_5 = 15$ MPa, $T_5 = 600\ ^\circ\text{C}$ $\Rightarrow$ $h_5 = 3582.3$ kJ/kg, $s_5 = 6.6776$ kJ/(kg·K)

6 hali: $P_6 = 1.2$ MPa, $s_6 = s_5$ $\Rightarrow$ $h_6 = 2859.5$ kJ/kg, $(T_6 = 218.3\ ^\circ\text{C})$

7 hali: $P_7 = 10$ kPa, $s_7 = s_5$

$$x_7 = \frac{s_7 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.6776 - 0.6493}{7.5009} = 0.804$$
$$h_7 = h_f + x_7 h_{fg} = 191.83 + 0.804(2392.8) = 2115.6\ \text{kJ/kg}$$

Açık besleme suyu ısıtıcılarının enerji çözümlemesi, 4. Bölümde incelenen karışma odalarının enerji çözümlemesiyle aynıdır. Besleme suyu ısıtıcıları genellikle iyi yalıtılmışlardır, bu nedenle ısı geçişi yoktur, $\dot{Q} = 0$. Herhangi bir iş etkileşimi söz konusu değildir $\dot{W} = 0$. Akışların kinetik ve potansiyel enerji değişimleri de ihmal edilirse, besleme suyu ısıtıcısı (sürekli akışlı açık sistem) için enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılır :

$$\sum \dot{m}_y h_y = \sum \dot{m}_ç h_ç$$

veya
$$y h_6 + (1 - y) h_2 = 1(h_3)$$

Burada y, türbinden ayrılan buharın oranını $(= \dot{m}_6/\dot{m}_5)$ göstermektedir. Bulunan entalpi değerleri yukarıdaki denklemde yerine konur ve y çözülürse,

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798.65 - 193.03}{2859.5 - 193.03} = 0.227$$

bulunur. Böylece,

$$q_g = h_5 - h_4 = (3582.3 - 814.37)\ \text{kJ/kg} = 2767.93\ \text{kJ/kg}$$
$$q_ç = (1 - y)(h_7 - h_1) = (1 - 0.227)(2115.6 - 191.83)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 1487.1\ \text{kJ/kg}$$

ve
$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{1487.1\ \text{kJ/kg}}{2767.93\ \text{kJ/kg}} = 0.463\ (\text{veya } \%46.3)$$

olur. Bu problem 9-3 numaralı örneğin (c) şıkkında aynı basınç ve sıcaklık sınırları arasında, ara buhar alma yapılmadan çözülmüştü. Sonuçlar karşılaştırıldığı zaman ara buhar almanın çevrimin verimini yüzde 43.0'ten yüzde 46.3'e yükseltiği görülmektedir. Çevrimin net işi 171 kJ/kg azalmakla birlikte çevrime verilen ısı da 607 kJ/kg azalmaktadır. Böylece çevrimin ısıl verimi artmaktadır.

ÖRNEK 9-6

Buharlı bir güç santrali, ideal ara ısıtmalı ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Santralde biri açık diğeri kapalı olmak üzere iki besleme suyu ısıtıcısı bulunmaktadır ve ara ısıtma yapılmaktadır. Buhar türbine 15 Mpa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 10 kPa'dır. Buhar türbinde 4 MPa basınca genişledikten sonra bir bölümü ayrılarak kapalı besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Bu buhar ısıtıcıda tümüyle yoğuştuktan sonra bir pompayla 15 MPa basınca sıkıştırılmakta ve kazana giren besleme suyuyla karıştırılmaktadır. Geri kalan buhar yeniden 600 °C sıcaklığa ısıtılmakta

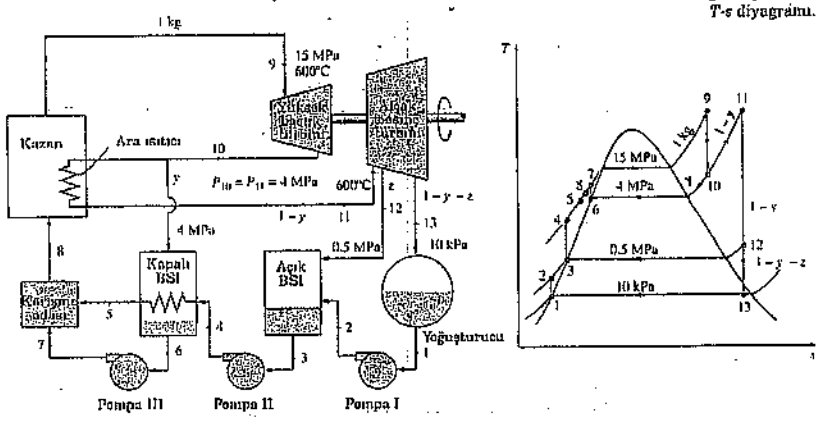
ve daha sonra alçak basınç türbinine girmektedir. Burada yoğuşturucu basıncına genişleyen buharın bir bölümü 0.5 MPa basınçta ayrılarak açık besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Türbinden ısıtıcılar için ayrılan buhar miktarlarını ve çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

Çözüm Santralin genel çizimi ve dayandığı çevrimin *T-s* diyagramı Şekil 9-19'da gösterilmiştir. Türbinden kapalı ve açık besleme suyu ısıtıcıları için ayrılan buhar oranları sırasıyla *y* ve *z* ile gösterilsin. Santralin ideal ara ısıtmalı ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalıştığı belirtilmektedir. Bu nedenle türbin ve pompalar izantropik kabul edilebilir. Ayrıca kazanda, ara ısıtıcıda, besleme suyu ısıtıcılarında ve yoğuşturucuda basıncın düşmediği, buharın yoğuşturucudan ve besleme suyu ısıtıcılarından doymuş sıvı halinde çıktığı kabul edilmektedir.

Çevrimin çeşitli noktalarında entalpilerin değerleri ve içlerinden geçen birim akışkan kütlesi için pompa işleri tablolardan okunmuş veya hesaplanmış, sonuçlar aşağıda verilmiştir:

$h_1 = 191.83$ kJ/kg — $h_9 = 3582.3$ kJ/kg
$h_2 = 192.32$ kJ/kg — $h_{10} = 3154.3$ kJ/kg
$h_3 = 640.23$ kJ/kg — $h_{11} = 3674.4$ kJ/kg
$h_4 = 656.08$ kJ/kg — $h_{12} = 3014.3$ kJ/kg
$h_5 = 1087.31$ kJ/kg — $h_{13} = 2335.8$ kJ/kg
$h_6 = 1087.31$ kJ/kg — $w_{\text{pompa I}, g} = 0.49$ kJ/kg
$h_7 = 1101.08$ kJ/kg — $w_{\text{pompa II}, g} = 15.85$ kJ/kg
$h_8 = 1089.7$ kJ/kg — $w_{\text{pompa III}, g} = 13.77$ kJ/kg

Türbinden besleme suyu ısıtıcıları için ayrılan buhar miktarları, besleme suyu ısıtıcılarına kütlenin ve enerjinin korunumu denklemlerini uygulayarak hesaplanabilir:



ŞEKİL 9-19
Örnek 9-6'nın genel çizimi ve *T-s* diyagramı.

Kapalı besleme suyu ısıtıcısı:

$$\sum \dot{m}_g h_g = \sum \dot{m}_ç h_ç$$

$$y(h_{10} - h_6) = (1 - y)(h_5 - h_4)$$

$$y = \frac{h_5 - h_4}{(h_{10} - h_6) + (h_5 - h_4)} = \frac{1087.31 - 656.08}{(3154.3 - 1087.31) + (1087.31 - 656.08)} = 0.173$$

Açık besleme suyu ısıtıcısı:

$$\sum \dot{m}_g h_g = \sum \dot{m}_ç h_ç$$

$$zh_{12} + (1 - y - z)h_2 = (1 - y)h_3$$

$$z = \frac{(1 - y)(h_3 - h_2)}{h_{12} - h_2} = \frac{(1 - 0.173)(640.23 - 192.32)}{3014.13 - 192.32} = 0.131$$

8 halinin entalpisi, kütlenin ve enerjinin korunumu denklemlerini, yalıtılmış olduğu kabul edilen karışma odasına uygulayarak hesaplanır:

$$\sum \dot{m}_g h_g = \sum \dot{m}_ç h_ç$$

$$(1)h_8 = (1 - y)h_5 + yh_7$$

$$h_8 = (1 - 0.173)(1087.31)\ \text{kJ/kg} + 0.173(1101.08)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 1089.7\ \text{kJ/kg}$$

Böylece,

$$q_g = (h_9 - h_8) + (1 - y)(h_{11} - h_{10})$$
$$= (3582.5 - 1089.7)\ \text{kJ/kg} + (1 - 0.173)(3674.4 - 3154.3)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 2922.7\ \text{kJ/kg}$$

$$q_ç = (1 - y - z)(h_{13} - h_1)$$
$$= (1 - 0.173 - 0.131)(2335.8 - 191.83)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 1492.2\ \text{kJ/kg}$$

ve

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{1492.2\ \text{kJ/kg}}{2922.7\ \text{kJ/kg}} = 0.489\ (\text{veya } \%48.9)$$

bulunur. Bu problem 9-4 numaralı örnekte aynı sıcaklık ve basınç sınırları arasında çalışan ara ısıtmalı fakat ara buhar almalı olmayan ideal Rankine çevrimi için çözülmüştü. Sonuçlar karşılaştırıldığı zaman ara buhar almanın çevrimin ısıl verimini yüzde 45.0'dan yüzde 48.9'a yükselttiği görülmektedir.

Yukarıdaki problemde ısıl verim çevrimin net işini hesaplayarak da bulunabilirdi:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = \frac{w_{\text{türbin}} - w_{\text{pompa}, g}}{q_g}$$

Burada,

$$w_{\text{türbin}} = (h_9 - h_{10}) + (1 - y)(h_{11} - h_{12}) + (1 - y - z)(h_{12} - h_{13})$$
$$w_{\text{pompa}, g} = (1 - y - z)w_{\text{pompa I}, g} + (1 - y)w_{\text{pompa II}, g} + (y)w_{\text{pompa III}, g}$$

olmaktadır.

9-7 ■ BUHARLI GÜÇ ÇEVRİMLERİNİN İKİNCİ YASA ÇÖZÜMLEMESİ

İdeal Carnot çevrimi *tümden tersinir* bir çevrimdir, bu nedenle herhangi bir tersinmezlik içermez. İdeal Rankine çevrimleri (basit, ara ısıtmalı veya ara buhar almalı) ise sadece içten tersinirdir, bundan dolayı bu çevrimlerde, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi gibi, dıştan tersinmezlikler olabilir. Çevrimlerin ikinci yasa çözümlemesi, tersinmezliklerin nerede oluştuklarını ve büyüklüklerini belirler.

Sürekli akışlı açık sistemlerde kullanılabilirliğin ve tersinmezliğin hesaplanmasına ilişkin bağıntılar 7. Bölümde verilmişti. T_R sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposuyla $\dot{Q}_R$ miktarda ısı alışverişinde bulunan sürekli akışlı açık sistem için birim zamanda oluşan tersinmezlik aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = T_0 \left(\sum \dot{m}_ç s_ç - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \right) \quad \text{(kW)} \qquad (9\text{-}18)$$

Bu bağıntı bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için sadeleştirilebilir:

$$i = T_0 s_{\text{üretim}} = T_0 \left(s_ç - s_g + \frac{q_R}{T_R} \right) \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (9\text{-}19)$$

Burada T_0, çevre ortam sıcaklığını, $ç$ ve g indisleri sırasıyla çıkış ve giriş hallerini göstermektedir. $\dot{Q}_R$'nin işareti ısı alışverişinde bulunulan ortama göre belirlenmektedir.

Bir çevrimin tersinmezliği, 8. Bölümde açıklandığı gibi, sıcak ve soğuk ortamlarla yapılan ısı alışverişlerinin büyüklüğüne ve ortamların sıcaklığına bağlıdır. Birim kütle için ifade edilirse, aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$i = T_0 \sum \frac{q_R}{T_R} \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (9\text{-}20)$$

T_H ve T_L sıcaklıklarındaki ortamlarıyla ısı alışverişinde bulunan bir çevrim için, tersinmezlik:

$$i = T_0 \left(\frac{q_ç}{T_L} - \frac{q_g}{T_H} \right) \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (9\text{-}21)$$

şeklinde yazılır. Verilen bir hal için akışın kullanılabilirliği 7-20 numaralı denklemle ifade edilmiştir:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (9\text{-}22)$$

Burada 0 indisi çevre halini göstermektedir. Açık sistem için tersinir iş, aracı akışkanın kullanılabilirliğindeki değişimi bularak hesaplanabilir.

ÖRNEK 9-7

9-1 numaralı örnekte incelenen Rankine çevriminin her bir hal değişimi için ve toplam olarak çevrim için tersinmezliği hesaplayın. Ayrıca türbinden çıkan buharın kullanılabilirliğini hesaplayın. Çevrimin ısı aldığı ortamın veya kazanın

1600 K sıcaklıkta olduğunu, çevrimden ısı atılan ortamın ise 290 K sıcaklık ve 100 kPa basınçta bulunduğunu kabul edin.

Çözüm 9-1 numaralı örnekte çevrime verilen ısı 2727.88 kJ/kg, çevrimden atılan ısı ise 2018.81 kJ/kg olarak hesaplanmıştı.

1-2 ve 3-4 hal değişimleri izantropiktir, başka bir deyişle, sabit entropide gerçekleşmektedir ($s_1 = s_2$, $s_3 = s_4$). Bu nedenle 1-2 ve 3-4 hal değişimlerinde içten veya dıştan tersinmezlikler yoktur:

$$i_{12} = 0 \qquad \text{ve} \qquad i_{34} = 0$$

2-3 ve 4-1 hal değişimleri sabit basınçta ısı geçişi işlemleridir ve içten tersinirdirler. Fakat bu hal değişimleri sırasında akışkanla ısı alışverişinde bulunduğu ortam arasında sonlu sıcaklık farkı olduğu için, her iki hal değişimi de tersinmez olur. Bu hal değişimleriyle ilgili tersinmezlikler 9-19 numaralı denklemden hesaplanabilir. 1 ve 3 hallerinde, su buharının entropileri tablolardan okunursa:

$$s_2 = s_1 = s_{f,75\text{kPa}} = 1.213 \text{ kJ/(kg·K)}$$
$$s_4 = s_3 = 6.7428 \text{ kJ/(kg·K)} \qquad \text{(3 MPa, 350 °C'de)}$$

Böylece,

$$i_{23} = T_0 \left(s_3 - s_2 + \frac{q_{R,23}}{T_R} \right)$$
$$= (290 \text{ K}) \left[(6.7428 - 1.213) \text{ kJ/(kg·K)} + \frac{-2727.88 \text{ kJ/kg}}{1600 \text{ K}} \right]$$
$$= 1109.2 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{41} = T_0 \left(s_1 - s_4 + \frac{q_{R,41}}{T_R} \right)$$
$$= (290 \text{ K}) \left[(1.213 - 6.7428) \text{ kJ/(kg·K)} + \frac{2018.81 \text{ kJ/kg}}{290 \text{ K}} \right]$$
$$= 415.2 \text{ kJ/kg}$$

elde edilir. Çevrimin tersinmezliği,

$$i_{\text{çevrim}} = i_{12} + i_{23} + i_{34} + i_{41}$$
$$= 0 + 1109.2 \text{ kJ/kg} + 0 + 415.2 \text{ kJ/kg}$$
$$= 1524.4 \text{ kJ/kg}$$

olur. Çevrimin tersinmezliği 9-21 numaralı denklemden de hesaplanabilirdi. Dikkat edilirse, çevrimdeki en büyük tersinmezlik çevrime ısı geçişi sırasında olmaktadır. Bu nedenle çevrimdeki tersinmezlikleri azaltmak için yapılacak girişimler bu işlemle başlamalıdır. Türbinin giriş sıcaklığının yükseltilmesi örneğin, sıcaklık farkını ve buna bağlı olarak da tersinmezliği azaltacaktır.

Türbinden çıkan buharın kullanılabilirliği (veya iş potansiyeli) 9-22 numaralı denklemden hesaplanabilir. Buharın kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilirse,

$$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) + \cancel{\frac{V_4^2}{2}}^{\,0} + \cancel{gz_4}^{\,0}$$
$$= (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)$$

elde edilir, burada,

$$h_0 = h_{290\text{K},\,100\text{ kPa}} \cong h_{f,\,290\text{K}} = 71.34\ \text{kJ/kg}$$
$$s_0 = s_{290\text{K},\,100\text{ kPa}} \cong s_{f,\,290\text{K}} = 0.2533\ \text{kJ/(kg·K)}$$

olmaktadır. Böylece,

$$\psi_4 = (2403.2 - 71.34)\ \text{kJ/kg} - (290\ \text{K})[(6.7428 - 0.2533)\ \text{kJ/(kg·K)}]$$
$$= 449.9\ \text{kJ/kg}$$

bulunur. Başka bir deyişle, türbinden çıkan buhar eğer tersinir olarak çevre koşullarına getirilebilirse, 449.9 kJ/kg iş elde etmek mümkün olur. Bu değer çevrimin net işinin yüzde 70'idir.

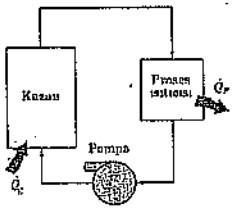
9-8 ■ BİLEŞİK ISI GÜÇ ÜRETİMİ

Bu aşamaya kadar incelenen tüm çevrimlerde, amaç aracı akışkana verilen ısının bir bölümünü, en değerli enerji biçimi olarak nitelenen işe dönüştürmek oldu. Isıl enerjinin geri kalan bölümü akarsulara, göllere, denizlere veya atmosfere *atık ısı* olarak verildi. Bunun nedeni, çevreye verilen ısının başka bir amaçla kullanılamayacak kadar düşük sıcaklıkta olmasıydı. Büyük miktarlarda ısının çevreye verilmesi, iş üretmek için ödenmesi gereken bir bedeldir. Zorunlu bir bedeldir; çünkü birçok mühendislik sistemi, elektrik işi (örneğin bir fan) veya mekanik işle çalışır.

Fakat mühendislik sistemlerinin büyük bir bölümünde enerji gereksinimi ısı biçimindedir. Kimya, kâğıt, petrol, çelik, gıda ve tekstil endüstrileri gibi bazı endüstrilerde *ısıl işlemler* önemli bir yer tutar. Isıl işlemler için gerekli ısıya *proses ısısı* adı da verilir. Bu endüstrilerde proses ısısı genellikle 5 ile 7 atmosfer basınçları arasında ve 150 °C ile 200 °C sıcaklıkları arasında su buharıyla sağlanır. Buharı oluşturmak için gerekli ısı ise kömür, sıvı yakıtlar, doğal gaz ve benzeri yakıtları bir kazanda yakarak elde edilir.

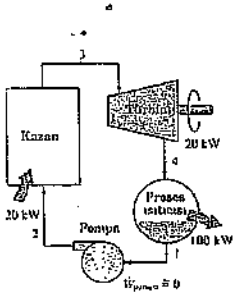
Isıl işlemlerin yapıldığı bir endüstri kuruluşunu biraz daha yakından inceleyelim. Dağıtım borularındaki ısı kayıpları gözardı edilirse, su buharına kazanda verilen tüm ısı, Şekil 9-20'de gösterildiği gibi ısı değiştiricileri aracılığıyla ısıl işlemlerde kullanılır. Kazanda üretilen tüm ısının ısıl işlemlerde kullanılması, bir kaybın olmadığı izlenimini verebilir. Oysa, ikinci yasa açısından bakıldığı zaman, dönüşümün mükemmel olmadığı anlaşılır. Kazanların içinde yanma sırasında oluşan sıcaklıklar, 1370 °C gibi çok yüksek değerlere ulaşır. Bu nedenle kazanlarda üretilen enerjinin niteliği yüksektir. Bu yüksek nitelikli enerji daha sonra 200 °C veya daha düşük sıcaklıkta buhar oluşturmak için suya verilir. Buradaki tersinmezlik çok büyüktür. Bu tersinmezlikle ilişkili olarak, kullanılabilirlikte bir azalma veya iş potansiyelinde bir kayıp sözkonusudur. Düşük nitelikli bir enerjiyle gerçekleştirilebilecek bir işlemi yüksek nitelikli bir enerjiyle gerçekleştirmek akıllıca değildir.

Isıl işlemlerin yoğun olduğu endüstriler aynı zamanda büyük miktarda elektrik kullanırlar. Bu bakımdan hem ekonominin hem de mühendisliğin gereği olarak varolan iş potansiyelini, güç üretimi için



ŞEKİL 9-20
Basit bir proses ısı santrali.

kullanmak yerinde olur. Bu düşüncenin sonucu olarak, ısıl işlem gereksinimlerini karşılarken elektrik de üreten santraller geliştirilmiştir. Bu santrallere, *bileşik ısı güç santralleri* adı verilir. Bileşik ısı güç üretimi, *ısıl enerji ve elektrik gereksinimlerinin aynı enerji kaynağından karşılanmasıdır.*



ŞEKİL 9-21
İdeal bileşik ısı güç santrali.

Bir bileşik ısı güç santralinde, buhar türbinli çevrim (Rankine), gaz türbinli çevrim (Brayton), hatta daha sonra incelenecek olan birleşik gaz buhar çevrimi kullanılabilir. Buhar türbinli bir ideal bileşik ısı güç santralinin genel çizimi Şekil 9-21'de gösterilmiştir. Bu santralin, ısıl işlemler için, 500 kPa basınçta buhar aracılığıyla 100 kW ısı ($\dot{Q}_p$) sağladığı, ayrıca 20 kW elektrik ürettiği varsayılsın. Buhar ısı değiştiricisinde yoğuştuktan sonra 500 kPa'de doymuş sıvı halinde pompaya girmekte ve kazana basılmaktadır. Pompa işi ve ısı kayıpları gözardı edilirse, kazanda suya verilmesi gereken ısı, enerji korunumundan yola çıkarak, 120 kW olarak belirlenir.

Şekil 9-21'de gösterilen buhar türbinli ideal bileşik ısı güç santralinin en ilgi çekici yanı yoğuşturucunun olmamasıdır. Böylece çevreye verilen atık ısı da yoktur. Başka bir deyişle, kazanda buharа verilen tüm enerji elektrik enerjisine veya proses ısısına dönüşmektedir. Bir bileşik ısı güç santrali için enerjiden yararlanma oranı ε_y aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\varepsilon_y = \frac{\text{üretilen net güç} + \text{proses ısısı}}{\text{girilen toplam ısı}} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_g} \qquad (9\text{-}23)$$

veya

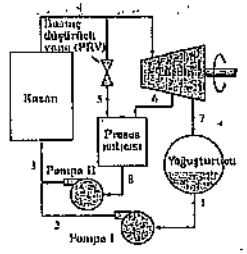
$$\varepsilon_y = 1 - \frac{\dot{Q}_ç}{\dot{Q}_g} \qquad (9\text{-}24)$$

Burada $\dot{Q}_ç$, yoğuşturucuda çevreye verilen ısıdır. $\dot{Q}_ç$ aynı zamanda borulardan ve diğer elemanlardan çevreye olan ısı geçişlerini de kapsamaktadır, fakat bu kayıplar küçük olduklarından ihmal edilebilir. Yukarıdaki bağıntıdan açıkça görüldüğü gibi, buhar türbinli ideal bileşik ısı güç santralinin enerjiden yararlanma oranı yüzde 100'dür. Gerçek bileşik ısı güç santrallerinde enerjiden yararlanma oranları yüzde 70 dolaylarındadır. Gelecekteki bileşik ısı güç santrallerinde enerjiden yararlanma oranlarının daha yüksek olmaları beklenmektedir.

Türbin olmasaydı, kazanda suya verilmesi gereken ısı 120 kW yerine 100 kW olurdu. Fazladan verilen 20 kW enerji işe dönüşmektedir. Bu nedenle bileşik ısı güç santrali, bir ısı santraliyle ısıl verimi yüzde 100 olan bir güç santralinin toplamına eşdeğerdir.

Yukarıda incelenen buhar türbinli ideal bileşik ısı güç santrali uygulama açısından kullanışlı değildir, çünkü değişen güç ve proses ısı yüklerine cevap veremez. Uygulama açısından daha kullanışlı fakat daha karmaşık bir bileşik ısı güç santrali Şekil 9-22'de gösterilmiştir. Normal çalışma düzeninde, bir miktar buhar, öncedon belirlenen bir P_6 basıncında türbinden ayrılır. Buharın geri kalan bölümü türbinde yoğuşturucu basıncına (P_7) kadar genişledikten sonra sabit basınçta yoğuşur. Yoğuşturucuda çevreye verilen ısı çevrimin atık ısısı olmaktadır.

Proses ısı yükü fazla olduğu zamanlarda, buharın tümü proses ısı değiştiricisine yönlendirilir. Bu durumda yoğuşturucuya buhar gitmez,



ŞEKİL 9-22
Değişen yüklere cevap verebilen bir bileşik güç santrali.

($\dot{m}_7 = 0$) ve atık ısı sıfırdır. Bu da yeterli olmazsa, kazandan çıkan buharın bir bölümü, bir basınç düşürücü vanadan (PRV) geçirilerek P_8 ($=P_6$) basıncına düşürülür ve proses ısı değiştiricisine gönderilir. En yüksek miktarda proses ısısı, kazanda üretilen buharın tümü vanadan geçtiği zaman sağlanır. Bu durumda $\dot{m}_5 = \dot{m}_4$ olur ve türbinde güç üretilmez. Isıl işlemler için ısı gerekmediği zaman, kazanda üretilen buharın tümü türbinden ve yoğuşturucudan geçer. Bu durumda $\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$ olur ve bileşik ısı güç santrali basit bir buharlı güç santrali gibi çalışır. Bir bileşik ısı güç çevrimi için, çevrime verilen ısı, çevrimden atılan ısı, sağlanan proses ısısı ve üretilen güç aşağıdaki bağıntılarla hesaplanır:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_9(h_4 - h_3) \tag{9-25}$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_7(h_7 - h_1) \tag{9-26}$$

$$\dot{Q}_P = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_8 h_8 \tag{9-27}$$

$$\dot{W}_{\text{türbin}} = (\dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_4 - h_6) + \dot{m}_7(h_6 - h_7) \tag{9-28}$$

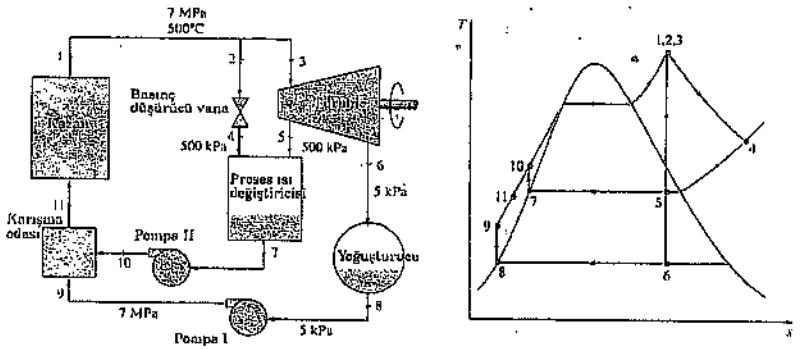
Bir bileşik ısı güç santrali için en uygun çalışma düzeni, daha önce açıklanan buhar türbinli ideal bileşik ısı güç santralinde sağlanır. Başka bir deyişle, buhar, türbinde ısıl işlemler için gerekli olan basınca genişledikten sonra proses ısı değiştiricisine gider. Basınç düşürücü vanadan veya yoğuşturucudan buhar akışı olmaz, bu nedenle çevreye atık ısı geçişi yoktur. Kütle debileriyle ifade edersek, $\dot{m}_4 = \dot{m}_6$ ve $\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = 0$ olur. Bu koşulların gerçek uygulamada sağlanması zordur, çünkü proses ısısı ve güç gereksinimi sürekli olarak değişir. Fakat santral, zamanın çoğunda en uygun çalışma düzenini sağlayacak biçimde tasarlanmalıdır.

Bileşik ısı güç üretimi, bu yüzyılın başlarında, güç santrallerinin yerleşim birimlerinde kurulması ve bölge ısıtması yapılmasıyla başladı. Bölge ısıtması konutların ve işyerlerinin ısıtma, sıcak su ve proses ısılarının bir veya birkaç merkezden sağlanmasıdır. Bölge ısıtması, 1940'lı yıllarda yakıt fiyatlarının düşmesiyle çekiciliğini yitirmiştir. Fakat 1970'li yıllarda yakıt fiyatlarının hızla yükselmesiyle bölge ısıtmasına ilgi dünya çapında yeniden uyanmıştır.

Bileşik ısı güç santralleri ekonomik açıdan kazançlı olmuştur. Bunun sonucu olarak son yıllarda bu tür santrallerin kurulması hızlanmıştır. Bu yüzyılın sonuna kadar ABD'de elektriğin yüzde 15'inin bileşik ısı güç santrallerinden sağlanması beklenmektedir.

ÖRNEK 9-8

Şekil 9-23'te gösterilen bileşik ısı güç santralini gözönüne alalım. Buhar türbine 7 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmektedir. Türbinden bir miktar buhar, 500 kPa basınçta ısıl işlemler için ayrılmaktadır. Buharın geri kalan bölümü 5 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemekte, bu basınçta yoğuştuktan sonra 7 MPa kazan basıncına pompalanmaktadır. Fazla proses ısısı gerektiği zamanlarda kazandan çıkan buharın bir bölümü doğrudan bir basınç düşürücü vanadan geçirilerek, 500 kPa basınca düşürülmekte ve ısı değiştiricisine gönderilmektedir. Isı değiştiricisinde yoğuşan buhar, buradan her zaman doymuş sıvı olarak çıkmakta ve daha sonra 7 Mpa basınca pompalanarak kazan besleme suyuyla karıştırılmaktadır. Kazandan akan suyun debisi 15 kg/s'dir. Türbin ve



ŞEKİL 9-23
Örnek 9-8'in genel çizimi ve T-s diyagramı.

pompalar izantropik kabul edilebilir. Borulardaki basınç düşüşlerini ve ısı kayıplarını ihmal ederek, (*a*) birim zamanda sağlanabilecek en çok proses ısısını, (*b*) proses ısısı sağlanmadığı zaman üretilen gücü ve enerjiden yararlanma oranını, (*c*) buharın yüzde 10'u türbine girmeden önce, yüzde 70'i de türbinden ayrılarak proses ısı değiştiricisine gönderildiği zaman sağlanan proses ısısını hesaplayın.

Çözüm Bileşik ısı güç santralinin genel çizimi ve dayandığı çevrimin T-s diyagramı Şekil 9-23'te verilmiştir. Pompa işleri ve çeşitli hallerdeki entalpiler aşağıda hesaplanmış veya su buharı tablolarından okunmuştur:

$$w_{\text{pompaII},g} = v_8(P_9 - P_8) = (0.001005\ \text{m}^3/\text{kg})[(7000 - 5)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 7.03\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{pompaI},g} = v_7(P_{10} - P_7) = (0.001095\ \text{m}^3/\text{kg})[(7000 - 500)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 7.12\ \text{kJ/kg}$$

$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 3410.3\ \text{kJ/kg}$
$h_5 = 2738.2\ \text{kJ/kg} \quad (x_5 = 0.995)$
$h_6 = 2071.9\ \text{kJ/kg} \quad (x_6 = 0.798)$
$h_7 = h_{f,\,500\,\text{kPa}} = 640.23\ \text{kJ/kg}$
$h_8 = h_{f,\,5\,\text{kPa}} = 137.82\ \text{kJ/kg}$
$h_9 = h_8 + w_{\text{pompaII},g} = (137.82 + 7.03)\ \text{kJ/kg} = 144.85\ \text{kJ/kg}$
$h_{10} = h_7 + w_{\text{pompaI},g} = (640.23 + 7.12)\ \text{kJ/kg} = 647.35\ \text{kJ/kg}$

(*a*) En fazla proses ısısı, kazanda üretilen tüm buhar basınç düşürücü bir vanadan geçirilip ısı değiştiricisine gönderildiği zaman elde edilir. Bu durumda,

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_7 = \dot{m}_1 = 15\ \text{kg/s} \quad \text{ve} \quad \dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$$

olur ve

$$\dot{Q}_{P,\text{maks}} = \dot{m}_1(h_4 - h_7) = (15\ \text{kg/s})[(3410.3 - 640.23)\ \text{kJ/kg}] = 41551\ \text{kW}$$

bulunur. Enerjiden yararlanma oranı yüzde 100'dür, çünkü yoğuşturucuda çevreye atık ısı verilmemektedir, borulardan ve diğer elemanlardan çevreye olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir.

(*b*) Proses ısısı sağlanmadığı zaman kazanda üretilen tüm ısı türbinden geçerek 5 kPa olan yoğuşturucu basıncına genişleyecektir. Bu durumda,

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_1 = 15 \text{ kg/s} \quad \text{ve} \quad \dot{m}_2 = \dot{m}_5 = 0$$

olur ve

$$\dot{W}_{türbün} = \dot{m}_1(h_3 - h_6) = (15 \text{ kg/s})[(3410.3 - 2071.9) \text{ kJ/kg}] = 20076 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{pompa,g} = \dot{W}_{pompal,g} + \cancel{\dot{W}_{pompas,y}}^{\,0} = \dot{m}_1 w_{pompal,g} + 0$$
$$= (15 \text{ kg/s})(7.03 \text{ kJ/kg}) = 105 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{türbün} - \dot{W}_{pompal,g} = (20076 - 105) \text{ kW} = 19971 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_1(h_1 - h_{11}) = (15 \text{ kg/s})[(3410.3 - 144.85) \text{ kJ/kg}] = 48982 \text{ kW}$$

şeklinde hesaplanır. Böylece, enerjiden yararlanma oranı için aşağıdaki değer bulunur:

$$\varepsilon_y = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_P}{\dot{Q}_g} = \frac{(19971 + 0) \text{ kJ/kg}}{48982 \text{ kJ/kg}} = 0.408 \text{ (veya \%40.8)}$$

Tüketilen enerjinin yüzde 40.8'i amacımız doğrultusunda dönüştürülmüş olmaktadır. Bu durumda enerjiden yararlanma oranının ısıl verime eşit olduğu not edilmelidir.

(*c*) Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek, enerji korunumu ilkesi proses ısı değiştiricisine uygulanırsa,

$$\dot{Q} - \cancel{\dot{W}}^{\,0} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{m}_g h_g$$
$$\dot{Q} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5$$

elde edilir. Burada,

$$\dot{m}_4 = (0.1)(15 \text{ kg/s}) = 1.5 \text{ kg/s}$$
$$\dot{m}_5 = (0.7)(15 \text{ kg/s}) = 10.5 \text{ kg/s}$$
$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 1.5 + 10.5 = 12 \text{ kg/s}$$

olmaktadır. Böylece,

$$\dot{Q} = (12 \text{ kg/s})(640.23 \text{ kJ/kg}) - (1.5 \text{ kg/s})(3410.3 \text{ kJ/kg}) - (10.5 \text{ kg/s})(2738.2 \text{ kJ/kg})$$
$$= -26184 \text{ kW}$$

veya $\dot{Q}_P = 26184 \text{ kW}$

bulunur. Başka bir deyişle 26184 kW ısıl işlemlerde kullanılacaktır. Bu çalışma düzeninde üretilen güç hesaplanırsa 10299 kW bulunur. Bu durumda kazanda çevrime verilen ısı 42951 kW, enerjiden yararlanma oranı da yüzde 84.9 olmaktadır.

9-9 ■ İKİLİ BUHAR ÇEVRİMLERİ

Özel birkaç uygulama dışında, buharlı güç çevrimlerinde kullanılan aracı akışkan büyük çoğunlukla sudur. Şu, bugün için kullanılabilecek *en iyi* akışkandır, fakat *ideal* bir akışkan olmaktan çok uzaktadır. İkili çevrim, aracı akışkan olarak su kullanmanın getirdiği bazı kısıtlamaları aşmak ve *ideal* akışkana, iki akışkan kullanarak yaklaşmak amacını taşır. İkili çevrimi incelemeden önce, buharlı güç çevrimlerinde kullanılan akışkanların sahip olması beklenen özellikler üzerinde durulacaktır:

1 *Akışkanın yüksek kritik sıcaklığı ve güvenli bir basınç tavanı olmalıdır.* Malzeme dayanıklılık sınırının üzerinde (yaklaşık 620 °C) kritik sıcaklıkları olan akışkanlarda, ısı geçişinin önemli bir bölümü akışkan faz değiştirirken, sabit sıcaklıkta (izotermal) gerçekleşir. Isı geçişinin izotermal olması, çevrimin Carnot çevrimine yaklaşmasını sağlar. Çevrimin en yüksek sıcaklığında basıncın çok yüksek olması, mukavemet sorunları yaratacağı için istenmez.

2 *Akışkanın düşük bir üçlü nokta sıcaklığı olmalıdır.* Çevre ortam sıcaklığının altında bir üçlü nokta sıcaklığı donma sorunlarının ortaya çıkmasını önleyecektir.

3 *Akışkanın yoğuşma basıncı çok düşük olmamalıdır.* Yoğuşturucular genellikle atmosfer basıncının altında bir basınçta çalışırlar. Atmosfer basıncının çok altında yoğuşma basınçları hava sızdırma sorununa neden olur. Bu nedenle çevre sıcaklığında, doyma basıncı çok düşük olan bir madde iyi bir aracı akışkan sayılmaz.

4 *Akışkanın yüksek bir buharlaşma entalpisi (h_{fg}) olmalıdır.* Bu durumda ısı geçişi izotermal olmaya yaklaşır ve yüksek akışkan debilerine gerek kalmaz.

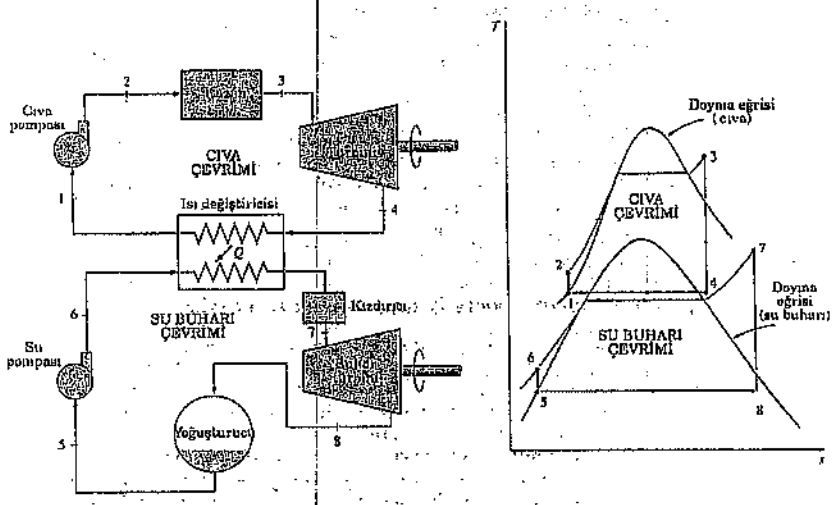
5 *Akışkanın ters U'ya benzer bir doyma bölgesi olmalıdır.* Bu durumda türbinde aşırı miktarda sıvı zerreciklerinin oluşması önlenir ve ara ısıtma gerekmez.

6 Akışkanın (yüksek ısı iletim katsayısı gibi) iyi ısı geçişi özellikleri olmalıdır.

7 Akışkan, kimyasal reaksiyonlara girmeyen, ucuz, kolaylıkla bulunabilen ve zehirli olmayan bir akışkan olmalıdır.

Beklendiği gibi, hiçbir akışkan bu özelliklerin tümüne birden sahip değildir. Su, en iyi akışkandır, fakat yukarıda açıklanan 1, 3 ve 5. maddelerde aranan özelliklere uyduğu söylenemez. Atmosfer basıncının altında yoğuşturucu basınçlarının ortaya çıkardığı sorunlar iyi bir sızdırmazlık sağlanarak çözülebilir, doyma bölgesinin ters U olmamasının ortaya çıkardığı sorunlar da azaltılabilir, fakat 1. madde konusunda yapılabilecek hiçbir şey yoktur. Suyun kritik sıcaklığı, 374 °C, 620 °C sınırının oldukça altındadır. Ayrıca su yüksek sıcaklıklarda yüksek basınçlara sahiptir, örneğin 350 °C sıcaklıkta doyma basıncı 16.5 MPa'dır.

Kuşkusuz, çevrimin yüksek sıcaklıktaki bölümünde suyun özellikleri veya davranışı değiştirilemez, fakat su daha uygun bir akışkanla değiştirilebilir. Bunun sonucu olarak biri yüksek sıcaklıkta diğeri dü-



ŞEKİL 9-24
Civa-su ikili buhar çevrimi.

şük sıcaklıkta çalışan iki çevrimden oluşan, bir güç çevrimi elde edilir. Bu çevrim **ikili buhar çevrimi** diye adlandırılır. İkili buhar çevrimlerinde yüksek sıcaklıktaki çevrimin (*üst çevrim*) yoğuşturucusu, düşük sıcaklıktaki çevrimin (*alt çevrim*) ısıtıcısı veya kazanı işlevini yüklenir. Başka bir deyişle, yüksek sıcaklıktaki çevrimden atılan ısı, düşük sıcaklıktaki çevrime verilen ısıdır.

Yüksek sıcaklıktaki çevrim için uygun aracı akışkanlardan bazıları, civa, sodyum, potasyum ve sodyum potasyum karışımlarıdır. Civa-su ikili buhar çevriminin genel çizimi ve T-s diyagramı Şekil 9-24'te gösterilmiştir. Civanın kritik sıcaklığı 898 °C'dir. Bu değer, malzeme dayanıklılık sınırı olan 620 °C'nin oldukça üzerindedir. Civanın kritik basıncı ise 18 MPa'dır. Bu değerler civayı üst çevrim için elverişli bir akışkan yapar. Bununla birlikte, civa tüm çevrimde kullanılamaz, çünkü 32 °C yoğuşturucu sıcaklığında, doyma basıncı sadece 0.07 Pa'dır. Çevrime hava sızacağı için güç çevriminin bu kadar düşük bir basınçta çalışması olanaksızdır. Kabul edilebilecek bir yoğuşturucu basıncında, örneğin 7 kPa'de, civanın doyma sıcaklığı 237 °C'dur. Bu değer çevrimin en düşük sıcaklığı olarak çok yüksektir. Bu nedenle civanın güç çevrimlerinde aracı akışkan olarak kullanımı yüksek sıcaklıktaki çevrimle sınırlıdır. Civanın zehirleyici ve pahalı olması, kullanımını sınırlayan iki başka etkendir. İkili buhar çevrimlerinde civanın kütle debisi, suyun kütle debisinin birkaç katıdır, çünkü civanın buharlaşma entalpisi düşüktür.

İkili buhar çevrimiyle aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan su buharlı güç çevrimi, Şekil 9-24'te verilen T-s diyagramında karşılaştırılırsa, ikili çevrimin Carnot çevrimine daha yakın olduğu görülecektir. Bu nedenle bir güç santralinin ısıl verimi ikili çevrime geçerek artırılabilir. Civa-su ikili çevrimleri ABD'de 1928 yılından beri kullanılmaktadır. Yakıt fiyatlarının yüksek olduğu kuzeydoğu eyaletlerinde bu çevrime dayanan santraller yapılmıştır. 1950 yılında New Hampshire'de kurulu olan 40 MW gücündeki civa-su santrali, o günün büyük buharlı güç santrallerinden daha yüksek bir ısıl verime sahipti.

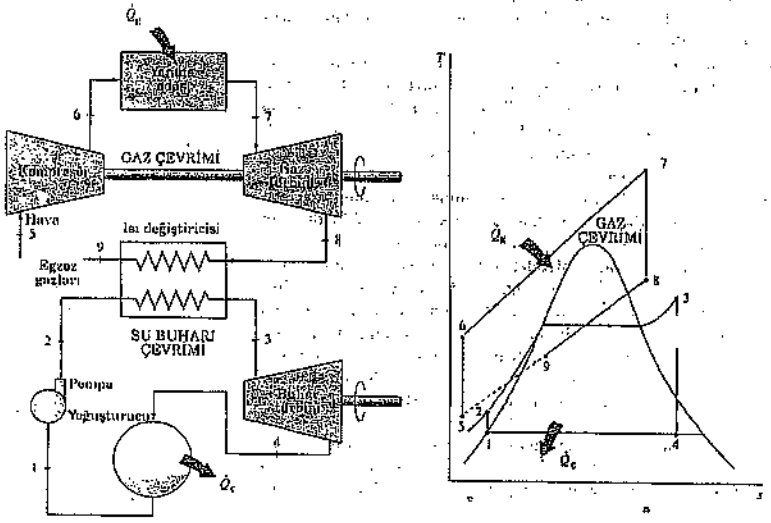
Araştırmalar ikili buhar çevrimleriyle yüzde 50'nin üzerinde bir ısıl verim sağlanabileceğini göstermektedir. Fakat ikili buhar çevrimleri, yüksek yatırım giderlerinden dolayı ekonomik açıdan çekici değillerdir. Bununla birlikte, yakıt fiyatlarındaki artışlar bu yargıyı sonraki yıllarda değiştirebilir.

9-10 ■ BİRLEŞİK GAZ-BUHAR GÜÇ ÇEVRİMİ

Daha yüksek ısıl verim sağlayabilmek için süregelen çalışmalar, alışılmış güç santrallerinde yeni düzenlemelerin yapılmasına yol açmıştır. Yukarıda açıklanan *ikili buhar çevrimi* bunlardan biridir. Daha çok kabul gören bir düzenleme ise gaz akışkanlı bir güç çevrimini buharlı bir güç çevriminin üst çevrimi olarak kullanmaktır. Bu çevrime **birleşik gaz-buhar güç çevrimi** veya sadece **birleşik çevrim** adı verilir. En çok ilgi duyulan birleşik çevrim, gaz türbini (Brayton) çevrimiyle buhar türbini çevriminin (Rankine) oluşturduğu çevrimdir. Bu çevrimin ısıl verimi her iki çevrimin ısıl verimlerinden daha yüksektir.

Gaz türbini çevrimleri, buhar çevrimlerinden daha yüksek sıcaklıklarda çalışırlar. Buharlı güç santrallerinde en yüksek türbin giriş

ŞEKİL 9-25
Birleşik gaz-buhar santrali.



sıcaklığı 620 °C ile sınırlı iken, bu sınır gaz türbinlerinde 1150 °C 'nin üzerindedir. Turbojet motorlarında yanma odası çıkışında sıcaklıklar 1500 °C'nin üzerinde olabilmektedir. Gaz türbinlerinde yüksek sıcaklıklara çıkabilmek, türbin kanatlarında etkin soğutma yapılması ve kanatların seramik gibi yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemeyle kaplanması sonucu gerçekleşebilmiştir. Isı, çevrime daha yüksek bir ortalama sıcaklıkta verildiği için, gaz türbini çevriminin daha yüksek bir ısıl verime sahip olması beklenir. Fakat gaz türbini çevriminin önemli bir kusuru vardır, bu da gazların türbinden çok yüksek bir sıcaklıkta (genellikle 500 °C'nin üzerinde) çıkmasıdır. Böylece ısıl verimde beklenen iyileşme silinmiş olur. Çevrime rejeneratör eklenmesiyle durum bir ölçüde düzeltilebilir. Bu nedenle gaz türbini santrallerinin ısıl verimleri genellikle buharlı güç santrallerinin ısıl verimlerinden daha düşüktür.

Gaz türbini çevriminin yüksek sıcaklıklarda çalışmasının sağladığı kazançlardan yararlanmak ve sıcak yanma sonu gazlarını buharlı güç çevrimi gibi bir alt çevrimde ısı kaynağı olarak değerlendirmek mühendislik yaklaşımının gereğidir. Bu düşüncenin ürünü Şekil 9-25'te gösterilen birleşik gaz-buhar çevrimidir. Bu çevrimde, egzoz gazlarının enerjisi kazan işlevi yüklenen bir ısı değiştiricisinde buhar üretmek için kullanılır. Alt çevrime gerekli enerjiyi sağlayabilmek için bir kazana genellikle birden çok gaz türbini bağlanır. Ayrıca buhar çevriminde ara ısıtma ve ara buhar alma yapılabilir. Ara ısıtma için enerji, fazladan bir miktar yakıtın oksijen açısından zengin egzoz gazlarıyla yakarak sağlanabilir.

Gaz türbini teknolojisinde son yıllarda olan gelişmeler, birleşik gaz-buhar santrallerini ekonomik açıdan çok çekici yapmıştır. Birleşik çevrim, yatırım giderlerini çok fazla artırmadan ısıl verimi yükseltmektedir. Bunun sonucu olarak birçok yeni güç santrali birleşik çevrime göre tasarlanmakta, varolan birçok buharlı veya gaz türbinli santral de birleşik santrale dönüştürülmektedir. Dönüşümü tamamlanan santrallerde ısıl verimin yüzde 40'ın üzerinde olduğu bildirilmektedir.

Japonya'nın Niigata kentinde 1985 yılında çalışmaya başlayan 1090 MW gücündeki Tohoku birleşik santralinin ısıl veriminin yüzde 44 olduğu belirtilmektedir. Bu santralde iki adet 191 MW gücünde buhar türbini, altı adet 118 MW gücünde gaz türbini bulunmaktadır. Sıcak yanma sonu gazları, gaz türbinlerine 1154 °C sıcaklıkta girmektedir. Buharın türbin giriş sıcaklığı 500 °C olup, yoğuşturucuda kullanılan soğutma suyunun ortalama sıcaklığı 15 °C'dur. Kompresörlerin basınç oranı 14 olup, kompresörlerden geçen havanın kütle debisi 443 kg/s'dir.

Alman Siemens firması tarafından 1988 yılında yapılan ve İstanbul Ambarlı'da kurulu olan birleşik çevrim güç santrali 1350 MW gücündedir. Bu santralin ısıl verimi tasarlanan çalışma koşullarında yüzde 52.5 gibi yüksek bir değere erişebilmiştir. Bu değer dünyada kurulu tüm termik santrallerin ısıl verimleri arasında en yüksek olanıdır. Bu santralde altı adet 150 MW gücünde gaz türbini ve üç adet 173 MW gücünde buhar türbini vardır.

ÖRNEK 9-9

Şekil 9-26'da gösterilen birleşik gaz-buhar güç çevrimini inceleyelim. Üst çevrim olan gaz türbini çevriminin basınç oranı 8 olup, hava kompresöre 300 K, türbine 1300 K sıcaklıkta girmektedir. Kompresörün adyabatik verimi yüzde 80, gaz türbininin adyabatik verimi yüzde 85'tir. Alt çevrim, 7 MPa ve 5 kPa basınç sınırları arasında çalışan basit ideal Rankine çevrimidir. Buhar, atık ısı kazanında, sıcak yanma sonu gazları tarafından 500 °C sıcaklığa ısıtılmaktadır. Yanma sonu gazları atık ısı kazanından 450 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. (*a*) Buhar ve gaz çevrimde dolaşan akışkanların kütlesel debilerinin oranını, (*b*) birleşik çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

Çözüm Her iki çevrimin *T-s* diyagramı Şekil 9-26'da gösterilmiştir. Gaz türbini çevrimi 8-6 numaralı örnekte, buhar çevrimi 9-8*b* numaralı örnekte ayrı ayrı incelenmiş ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmişti:

Gaz çevrimi: $h_4' = 880.14$ kJ/kg ($T_4' = 853$ K)
$q_g = 790.58$ kJ/kg $w_{net} = 210.63$ kJ/kg $\eta_{th} = \%26.6$
$h_5' = h_{450\,K} = 451.80$ kJ/kg

Buhar çevrimi: $h_2 = 144.85$ kJ/kg ($T_2 = 33$ °C)
$h_3 = 3410.3$ kJ/kg ($T_3 = 500$ °C)
$w_{net} = 1331.4$ kJ/kg $\eta_{th} = \%40.8$

(*a*) Kütle debilerinin oranı, atık ısı kazanına (ısı değiştiricisine) enerjinin korunumu denklemini uygulayarak hesaplanabilir:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_g h_g$$

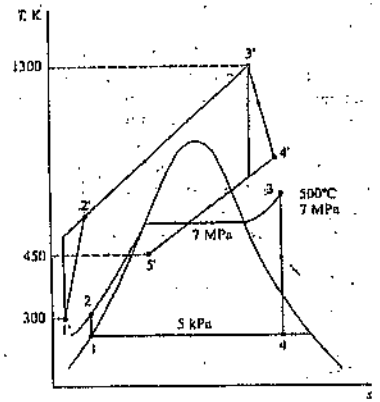
$$\dot{m}_{gaz} h_5' + \dot{m}_{su} h_3 = \dot{m}_{gaz} h_4' + \dot{m}_{su} h_2$$

$$\dot{m}_{su}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{gaz}(h_4' - h_5')$$

$$\dot{m}_{su}(3410.3 - 144.85) = \dot{m}_{gaz}(880.14 - 451.80)$$

Böylece, $$\frac{\dot{m}_{su}}{\dot{m}_{gaz}} = y = 0.131$$

elde edilir. Bu sonuç, 1 kg yanma sonu gazları 853 K'den, 450 K sıcaklığa soğurken, sadece 0.131 kg buharın 33 °C'dan 500 °C sıcaklığa ısıtabileceğini gös-



ŞEKİL 9-26
Örnek 9-9'da incelenen birleşik gaz-buhar güç çevriminin *T-s* diyagramı.

termektedir. Yanma sonu gazlarının birim kütlesi için çevrimin toplam işi her iki çevrimde yapılan işlerin toplamıdır:

$$w_{net} = w_{net,gaz} + y w_{net,buhar}$$
$$= (210.63 \text{ kJ/kg gaz}) + (0.131 \text{ kg buhar/kg gaz})(1331.4 \text{ kJ/kg buhar})$$
$$= 385.04 \text{ kJ/kg gaz}$$

Bu nedenle gaz türbininden geçen yanma sonu gazlarının birim kütlesi için birleşik santralde 385.04 kJ iş yapılmaktadır. Birleşik santralin net gücü, bu değeri gaz türbini çevriminde dolaşan akışkanın debisiyle çarparak bulunur.

(*b*) Birleşik santralin ısıl verimi,

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{385.04 \text{ kJ/kg gaz}}{790.58 \text{ kJ/kg gaz}} = 0.487 \text{ (veya \%48.7)}$$

olarak bulunur. Böylece birleşik santral, yanma odasında sağlanan enerjinin yüzde 48.7'sini yararlı işe dönüştürebilmektedir. Dikkat edilirse bu değer daha önce gaz türbini çevrimi için bulunan yüzde 26.6'nın ve buhar çevrimi için bulunan yüzde 40.7'nin üzerindedir.

9-11 ■ ÖZET

Carnot çevrimi, buharlı güç çevrimleri için uygun bir model değildir, çünkü uygulamaya aktarılmasında büyük zorluklar vardır. Buharlı güç çevrimleri için ideal çevrim *Rankine çevrimidir*. Rankine çevrimi, dört içten tersinir hal değişiminden oluşur. Bunlar, çevrime kazanda sabit basınçta ısı verilmesi, türbinde izantropik genişleme, yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ısı geçişi ve pompayla izantropik sıkıştırmadır. Buhar yoğuşturucudan, yoğuşturucu basıncında doymuş sıvı olarak çıkar.

Rankine çevriminin ısıl verimi, çevrime ısı geçişinin olduğu ortalama sıcaklığı artırarak ve/veya çevrimden akarsu, göl gibi bir çevre ortama ısı geçişinin olduğu ortalama sıcaklığı düşürerek yükseltilebilir. Çevrimden çevreye ısı geçişinin olduğu ortalama sıcaklık, türbin çıkış basıncını düşürerek sağlanabilir. Bu nedenle buharlı güç santrallerinin yoğuşturucu basınçları atmosfer basıncının oldukça altındadır. Çevrime ısı geçişinin olduğu ortalama sıcaklık, kazan basıncını yükselterek veya akışkanı daha yüksek sıcaklıklara kızdırarak sağlanabilir. Fakat akışkanın kızdırılması, kazan malzemesinin dayanabileceği en yüksek sıcaklıkla sınırlıdır.

Buharı kızdırmanın bir başka yararı da türbin çıkışında kuruluk derecesinin yükselmesidir. Türbin çıkış basıncının düşürülmesi veya kazan basıncının artırılması, ısıl verimi yükseltmesine karşın türbin çıkışındaki kuruluk derecesini azaltır. Yüksek kazan basıncının ve düşük yoğuşturucu basıncının ısıl verime yaptığı olumlu etkiden yararlanmak için *ara ısıtma* yapılır. Bu uygulamada, buhar türbinde bir ara basınca kadar genişledikten sonra kazana gönderilerek yeniden ısıtılır, daha sonra türbine döner ve yoğuşturucu basıncına genişler. Ara ısıtma işlemi sırasındaki ortalama sıcaklık ve buna bağlı olarak ısıl verim, genişleme ve ara ısıtmanın kademe sayısını artırarak yükseltilebilir. Kademe sayısı arttıkça, çevrime ısı verme işlemi, çevrimin en yüksek

sıcaklığında izotermal hal değişimine yaklaşır. Ara ısıtmanın türbin çıkışında kuruluk derecesini artırdığı açıktır.

Rankine çevriminin ısıl verimini artırmanın bir başka yolu da *ara buhar alma* veya diğer adıyla *rejenerasyondur*. Ara buhar alma işlemi sırasında, yoğuşturucudan çıkıp kazana pompalanan besleme suyu, türbinden bir ara basınçta ayrılan buharla *besleme suyu ısıtıcılarında* ısıtılır. Besleme suyu ısıtıcıları açık veya kapalı olabilir. Açık ısıtıcılarda besleme suyuyla türbinden ayrılan buhar karıştırılır ve doymuş sıvı halinde kazana pompalanır. Kapalı ısıtıcılarda ise türbinden ayrılan buhar yoğuşarak, borular içinde akan besleme suyunu ısıtır. Başka bir deyişle, açık besleme suyu ısıtıcıları birer karışma odası, kapalı besleme suyu ısıtıcıları ise birer ısı değiştiricisidir.

Kullanımı amaçlanan iki enerji biçiminin, proses ısısı ve elektriğin, aynı enerji kaynağından sağlanması *bileşik ısı güç üretimi* veya *kojenerasyon* diye adlandırılır. Bileşik ısı güç santralleri, endüstri kuruluşlarında elektrik üretirken aynı zamanda kuruluşun ısıl işlemleri için gerekli ısıyı da sağlarlar. Bu yolla, kazanda akışkana verilen enerjinin daha büyük bir bölümü amaca uygun olarak kullanılır. Bir bileşik ısı güç santralinde, kazanda akışkana birim zamanda verilen enerjinin proses ısısı veya güce dönüşen bölümü, *enerjiden yararlanma oranı* diye tanımlanır.

Bir güç santralinin ısıl verimi, *ikili buhar çevrimi* veya *birleşik gaz-buhar çevrimi* kullanarak yükseltilebilir. İkili buhar çevrimi biri yüksek sıcaklıkta (üst çevrim), diğeri göreceli olarak düşük sıcaklıkta (alt çevrim) çalışan iki ayrı çevrimden oluşur. Güç üretimi için yaygın olarak kullanılan gaz-buhar birleşik çevriminde, gaz türbini çevrimi yüksek sıcaklıkta çalışırken, buhar türbinli çevrim düşük sıcaklıkta çalışır. Buhar, gaz türbininden çıkan sıcak yanma sonu gazlarıyla üretilir. Birleşik gaz-buhar çevriminin ısıl verimi tek başına bir gaz türbini çevriminin veya buharlı güç çevriminin ısıl verimlerinden daha yüksektir.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 R. L. Bannister ve G. J. Silvestri, "The Evolution of Central Station Steam Turbines", *Mechanical Engineering*, s. 70-78, Şubat, 1989.

2 R. L. Bannister, G. J. Silvestri, A. Hizume ve T. Fujikawa, "High Temperature Supercritical Steam Turbines", *Mechanical Engineering*, s. 60-65, Şubat, 1987.

3 W. Z. Black ve J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, New York, 1985.

4 M. D. Burghard, *Engineering Thermodynamics with Applications*, 3. Basım, Harper & Row, New York, 1986.

5 M. M. El-Wakil, *Powerplant Technology*, McGraw-Hill, New York, 1984.

6 R. C. Fellinger ve W. J. Cook, *Introduction to Engineering Thermodynamics*, WCB, Dubuque, IA, 1985.

7 B. V. Karlekar, *Thermodynamics for Engineers*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1983.

8 K. V. Li ve A. P. Priddy, *Power Plant System Design*, Wiley, New York, 1985.

9 D. C. Look, Jr., ve H. J. Sauer, Jr., *Engineering Thermodynamics*, PWS Engineering, Boston, 1986.

10 H. Sorensen, *Energy Conversion Systems*, Wiley, New York, 1983.

11 *Steam, Its Generation and Use*, 39. Basım, Babcock and Wilcox Co, New York, 1978.

12 *Turbomachinery*, vol. 28, no. 2, Business Journals, Inc., Norwalk, CT, Mart/Nisan 1987.

13 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Basım, McGraw-Hill, New York, 1988.

14 J. Weisman ve R. Eckart, *Modern Power Plant Engineering*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1985.

15 G. J. Van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Basım, Wiley, New York, 1985.

PROBLEMLER*

Carnot Buhar Çevrimi

9-1K Buhar türbinlerinde sıvı zerreciklerinin oluşumu neden istenmez? Türbinde kabul edilebilecek en düşük kuruluk derecesi nedir?

9-2K Buhardaki sıvı miktarıyla kuruluk derecesi arasındaki ilişki nedir?

9-3K Carnot çevrimi buharlı güç santralleri için neden gerçekçi bir model değildir?

9-4 Su, sürekli akışlı bir Carnot makinesinin ısıtıcısına 1 MPa basınçta doymuş sıvı olarak girmekte ve yüzde 95 kuruluk derecesinde çıkmaktadır. Su buharı türbinde 100 kPa basınca kadar genişlemektedir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir T-s diyagramında gösterin ve (*a*) çevrimin ısıl verimini, (*b*) çevrimden izotermal (sabit sıcaklıkta) ısı geçişi sonundaki kuruluk derecesini, (*c*) çevrimin net işini hesaplayın.

9-5 Sürekli akışlı bir Carnot çevriminde aracı akışkan olarak su kullanılmaktadır. Çevrime ısı 250 °C sıcaklıktaki bir kaynaktan verilmekte ve bu işlem sırasında su doymuş sıvı halinden doymuş buhar haline geçmektedir. Çevrimden ısı geçişi 20 kPa basınçta olmaktadır. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir T-s diyagramında gösterin ve (*a*) çevrimin ısıl verimini, (*b*) çevrimden atılan ısıyı (kJ/kg), (*c*) çevrimin net işini hesaplayın.

9-6 Sürekli akışlı bir Carnot çevriminde aracı akışkan olarak su kullanılmaktadır. Çevrimin en yüksek ve en düşük sıcaklıkları 350 °C ve

* Öğrencilerin tüm kavram "K" sorularını çözmeleri önerilmektedir.

60 °C'dir. Çevrimden ısı verilmesi işleminin başlangıcında suyun kuruluk derecesi 0.891, sonunda ise 0.1'dir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir T-s diyagramında gösterin ve (*a*) çevrimin ısıl verimini, (*b*) türbin girişindeki basıncı, (*c*) çevrimin net işini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.465, (*b*) 1.40 MPa, (*c*) 1624 kJ/kg

Basit Rankine Çevrimi

9-7K Basit ideal Rankine çevrimini oluşturan hal değişimleri nelerdir?

9-8K Türbin giriş hali sabit olan basit ideal bir Rankine çevrimi düşünün. Yoğuşturucu basıncının azaltılması aşağıdaki büyüklükleri nasıl etkiler?

Pompa iş girişi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Türbin işi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrime verilen ısı:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrimden atılan ısı:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrim ısıl verimi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Türbin çıkışındaki kuruluk derecesi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır

9-9K Türbin giriş sıcaklığı ve yoğuşturucu basıncı sabit olan basit ideal bir Rankine çevrimi düşünün. Kazan basıncının (çevrimen ısı verilen basıncın) artması aşağıdaki büyüklükleri nasıl etkiler?

Pompa iş girişi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Türbin işi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrime verilen ısı:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrimden atılan ısı:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrim ısıl verimi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Türbin çıkışındaki kuruluk derecesi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır

9-10K Kazan ve yoğuşturucu basınçları sabit olan basit ideal bir Rankine çevrimi düşünün. Türbin girişinde kızgın buharın sıcaklığının artması aşağıdaki büyüklükleri nasıl etkiler?

Pompa iş girişi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Türbin işi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrime verilen ısı:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrimden atılan ısı:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrim ısıl verimi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Türbin çıkışındaki kuruluk derecesi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır

9-11K Gerçek buhar çevrimlerinin ideal buhar çevrimlerinden farkları nelerdir?

9-12K Gerçek ve ideal buhar çevrimleri için kazan giriş ve çıkış basınçlarını karşılaştırın.

9-13K Gerçek buhar türbinlerinde, buharın entropisi genişleme sırasında tersinmezliklerden dolayı artar. Entropi artışını azaltmak için türbinin dışından soğuk su akıtılması önerilmektedir. Bu yolla türbin

çıkışında entropi ve entalpinin azaltılması ve türbin işinin artırılması düşünülmektedir. Bu öneriyi nasıl değerlendirirsiniz?

9-14K Bir akarsudan alınan 20 °C sıcaklıktaki suyla soğutulan bir yoğuşturucuda 10 kPa basınç uygulanabilir mi?

9-15 Buharlı bir güç santrali basit ideal Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Çevrimin üst ve alt basınç sınırları 3 MPa ve 50 kPa olup, buhar türbine 400 °C sıcaklıkta girmektedir. Çevrimde dolaşan suyun debisi 25 kg/s'dir. Çevrimi doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin ve (*a*) çevrimin ısıl verimini, (*b*) santralin net güç üretimini hesaplayın.

9-16 300 MW gücünde bir buhar santrali, basit ideal Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Su buharı türbine 10 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmekte ve 10 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin ve (*a*) türbin çıkışında buharın kuruluk derecesini, (*b*) çevrimin ısıl verimini, (*c*) çevrimde dolaşan su buharının kütle debisini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.793, (*b*) yüzde 40.2, (*c*) 235.4 kg/s

9-17 9-16 numaralı problemi türbin ve pompanın adyabatik verimlerini yüzde 85 alarak çözün.
Çözüm: (*a*) 0.874, (*b*) yüzde 34.1, (*c*) 277.6 kg/s

9-18 Buharlı bir güç santrali basit ideal Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Çevrimin basınç sınırları 9 MPa ve 10 kPa olup, çevrimde dolaşan suyun debisi 60 kg/s'dir. Türbin çıkışında buharın kuruluk derecesinin yüzde 90'ının altına düşmemesi istenmektedir. Çevrimi doymuş buhar ve doymuş sıvı eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin ve (*a*) olabilecek en düşük türbin giriş sıcaklığını, (*b*) çevrime verilen ısıyı, (*c*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

9-19 Problem 9-18'i türbin ve pompa adyabatik verimlerini yüzde 85 alarak çözün.

9-20 Kömür yakarak 300 MW elektrik üreten bir buharlı güç santralinde, su buharı türbine 5 Mpa basınç ve 450 °C sıcaklıkta girmekte ve 25 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. Santralde kullanılan kömürün ısıl değeri (kömür yandığı zaman açığa çıkan ısı) 29300 kJ/kg'dır. Bu enerjinin %75'inin kazanda buhara verildiğini ve elektrik jeneratörünün veriminin yüzde 98 olduğunu kabul ederek, (*a*) toplam santral verimini (net elektrik gücünün, santralin birim zamanda tükettiği yakıt enerjisine oranı), (*b*) bir saatte tüketilen kömür miktarını t/h olarak hesaplayın. (*Not:* 1 metrik ton (t) = 1000 kg)
Çözüm: (*a*) yüzde 24.6, (*b*) 150.1 t/h

9-21 Aracı akışkan olarak soğutucu akışkan-12'nin kullanıldığı ve enerjinin bir güneş havuzundan sağlandığı bir buharlı güç santralinde, soğutucu akışkan türbine 1.6 MPa basınçta doymuş buhar olarak girmekte ve türbinde 0.7 MPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. Santralin basit ideal Rankine çevrimine göre çalıştığı kabul edilebilir. Soğutucu akışkanın debisi 6 kg/s'dir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin ve (*a*) çevrimin ısıl verimini, (*b*) santralin gücünü hesaplayın.

9-22 Basit ideal Rankine çevrimine göre çalışan bir buharlı güç santralinin net gücü 30 MW'dır. Su buharı türbine 7 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmekte, türbinde 10 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. Buhar yoğuşturucuda bir gölden sağlanan suyla soğutularak yoğuşturulmaktadır. Göl suyunun debisi 2000 kg/s'dir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin ve (*a*) çevrimin ısıl verimini, (*b*) çevrimde dolaşan suyun debisini, (*c*) soğutma suyunun sıcaklık artışını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) yüzde 38.9, (*b*) 24.0 kg/s, (*c*) 5.63 °C

9-23 Problem 9-22'yi pompa ve türbin adyabatik verimlerini yüzde 87 alarak çözün. *Çözüm:* (*a*) yüzde 33.8, (*b*) 27.65 kg/s, (*c*) 7.03 °C

Ara Isıtmalı Rankine Çevrimi

9-24K Basit ideal Rankine çevrimine ara ısıtma eklendiği zaman aşağıdaki büyüklüklerin nasıl değişeceğini belirtin. Kütle debisinin aynı kaldığını kabul edin.

Pompa iş girişi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Türbin işi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrime verilen ısı:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrimden atılan ısı:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrim ısıl verimi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Türbin çıkışındaki kuruluk derecesi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır

9-25K Üç ara ısıtma kademesi olan ideal bir Rankine çevrimini *T-s* diyagramında gösterin. Türbin giriş sıcaklığının her üç kademe için de aynı olduğunu kabul edin. Çevrimin ısıl verimi ara ısıtma kademe sayısıyla nasıl değişir?

9-26K Basit ideal bir Rankine çevrimiyle üç kademe ara ısıtmalı ideal bir Rankine çevrimini düşünün. Her iki çevrim de aynı basınç sınırları arasında çalışmaktadır. Basit çevrimin en yüksek sıcaklığı 700 °C, ara ısıtmalı çevrimin en yüksek sıcaklığı ise 600 °C'dur. Hangi çevrimin ısıl verimi size göre daha yüksek olacaktır.

9-27 Buharlı bir güç santrali ideal ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Su buharı yüksek basınç türbinine 8 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmekte ve 3 MPa basınca genişlemektedir. Daha sonra buhar sabit basınçta 500 °C sıcaklığa ısıtılmakta ve alçak basınç türbininde 20 kPa basınca genişlemektedir. Toplam türbin işini (kJ/kg) ve çevrimin ısıl verimini hesaplayın. Ayrıca çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin.

9-28 Ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalışan buharlı bir güç santralinin net gücü 150 MW'dır. Su buharı yüksek basınç türbinine 10 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta, alçak basınç türbinine ise 1 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmektedir. Buhar yoğuşturucudan 10 kPa basınçta doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. Türbinin adyabatik verimi yüzde 80, pompanın adyabatik verimi ise yüzde 95'tir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) türbin çıkışında buharın kuruluk derecesini veya

kızgın buhar bölgesindeyse sıcaklığını, (*b*) çevrimin ısıl verimini, (*c*) su buharının kütle debisini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 87.5 °C, (*b*) yüzde 34.1, (*c*) 117.5 kg/s

9-29 Problem 9-28'i pompa ve türbinin izantropik olduğunu kabul ederek çözün. *Çözüm:* (*a*) 0.948, (*b*) yüzde 41.4, (*c*) 93.8 kg/s

9-30 İdeal ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalışan bir buharlı güç santralinde, su buharı yüksek basınç türbinine 6 MPa basınç ve 450 °C sıcaklıkta girmekte ve doymuş buhar olarak çıkmaktadır. Buhar daha sonra 400 °C sıcaklığa ısıtılmakta ve alçak basınç türbininde 7.5 kPa basınca genişlemektedir. Kazanda buhara birim zamanda olan ısı geçişi 4×10^4 kJ/s'dir. Yoğuşturucuda buhar, yakınlardaki bir ırmağın suyuyla soğutulmaktadır ve suyun yoğuşturucuya giriş sıcaklığı 15 °C'dur. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) ara ısıtmanın yapıldığı basıncı, (*b*) santralin net gücünü ve ısıl verimini, (*c*) gerekli olan en az soğutma suyu debisini hesaplayın.

9-31 Bir buharlı güç santrali ideal ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Çevrimin basınç sınırları 9 MPa ve 10 kPa olup, çevrimde dolaşan suyun debisi 25 kg/s'dir. Buhar türbinin her iki kademesine de 500 °C sıcaklıkta girmektedir. Alçak basınç türbininden çıkan buharın kuruluk derecesinin yüzde 90'nın altına düşmemesi istenmektedir. (*a*) Ara ısıtmanın yapıldığı basıncı, (*b*) kazanda buhara birim zamanda verilen ısıyı, (*c*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın. Ayrıca çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin.

Ara Buhar Almalı (Rejenerativ) Rankine Çevrimi

9-32K Basit ideal Rankine çevrimi, ara buhar almalı çevrime dönüştürüldüğü zaman aşağıdaki büyüklükler nasıl değişir? Kütle debisinin aynı kaldığını kabul edin.

Türbin işi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrime verilen ısı:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Çevrimden atılan ısı:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır
Türbin çıkışındaki kuruluk derecesi:	(*a*) artar	(*b*) azalır	(*c*) aynı kalır

9-33K Ara buhar almalı çevrimde, türbinden ayrılan bir miktar buhar pompadan çıkan kazan besleme suyunu ısıtmak için kullanılmaktadır. Türbinden ayrılan buharın daha fazla iş yapabileceği düşünülürse, bu işlemin neden yapıldığı sorusu ortaya atılabilir. Bu soruyu nasıl yanıtlarsınız?

9-34K Açık ve kapalı besleme suyu ısıtıcıları arasındaki farklar nelerdir?

9-35K Basit ideal Rankine çevrimiyle bir adet açık besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı çevrim ele alınsın. Bu iki çevrim birbirine benzemektedir, sadece ara buhar almalı çevrimde bir miktar buhar türbine girmeden hemen önce ayrılarak pompadan çıkan besleme suyunu ısıtmaktadır. Bu iki çevrimin verimlerini karşılaştırın.

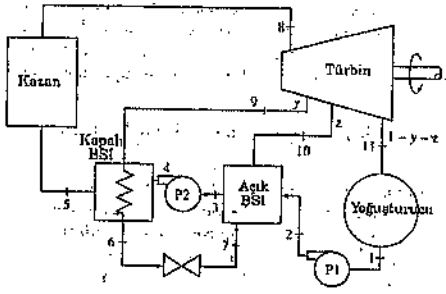
9-36K Isıl verimi Carnot çevriminin verimine eşit olan ideal ara buhar almalı bir Rankine çevrimi tasarlayın. Çevrimi *T-s* diyagramında gösterin.

9-37 Buharlı bir güç santrali, ideal ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Buhar türbine 6 MPa basınç ve 450 °C sıcaklıkta girmekte ve 20 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. Türbinden 0.4 MPa basınçta ayrılan buhar açık bir besleme suyu ısıtıcısında kazan besleme suyunu ısıtmak için kullanılmaktadır. Su, besleme suyu ısıtıcısından doymuş sıvı halinde çıkmaktadır. Çevrimi *T-s* diyagramında gösterin ve (*a*) kazandan geçen birim akışkan kütlesi için çevrimin net işini, (*b*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 1016 kJ/kg, (*b*) yüzde 37.8

9-38 Problem 9-37'yi, açık besleme suyu ısıtıcısı yerine, kapalı bir besleme suyu ısıtıcısı kullanarak çözün. Besleme suyunun ısıtıcıdan, türbinden ayrılan buharın yoğuşma sıcaklığında çıktığını ve türbinden ayrılan buharın ısıtıcıdan doymuş sıvı olarak çıktığını ve besleme suyu hattına pompalandığını kabul edin.

9-39 Buharlı bir güç santrali, iki açık besleme suyu ısıtıcısı olan ideal Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Su buharı türbine 10 MPa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmekte ve 5 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. 0.6 MPa ve 0.2 MPa basınçlarında türbinden ayrılan buhar, besleme suyu ısıtıcılarına gönderilmektedir. Su her iki besleme suyu ısıtıcısından doymuş sıvı halinde çıkmaktadır. Kazandan geçen suyun debisi 18 kg/s'dir. Çevrimi *T-s* diyagramında gösterin ve (*a*) santralin net gücünü, (*b*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 24.5 MW, (*b*) yüzde 46.3

9-40 Biri açık diğeri kapalı iki besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı bir Rankine çevrimi düşünün (Şekil P9-40). Buhar türbine 12.5 MPa basınç ve 550 °C sıcaklıkta girmekte ve 10 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. Türbinden 0.8 MPa basınçta ayrılan buhar kapalı besleme suyu ısıtıcısına, 0.3 MPa basınçta ayrılan buhar açık besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Besleme suyu, kapalı ısıtıcıda türbinden ayrılan buharın yoğuşma sıcaklığına ısıtılmaktadır. Bu-

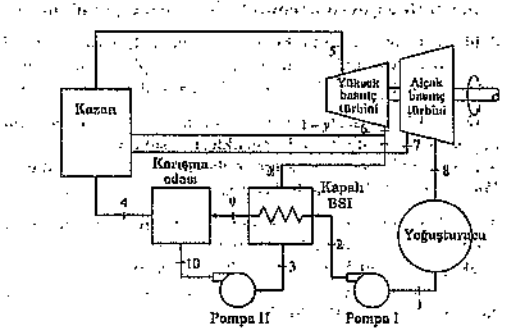


ŞEKİL P9-40

har kapalı ısıtıcıdan doymuş sıvı halinde çıkmakta, daha sonra bir vanada basıncı düşürülerek açık besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) 250 MW net güç üretimi için kazandan geçmesi gereken su debisini, (*b*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

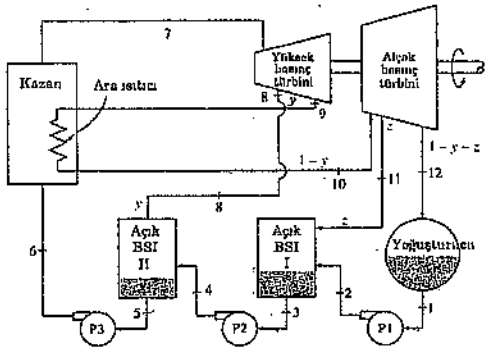
9-41 Buharlı bir güç santrali, ideal ara ısıtmalı ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalışmaktadır ve net gücü 120 MW'dir. Buhar türbine 10 MPa basınç ve 550 °C sıcaklıkta girmekte ve 0.8 MPa ara basınca genişlemektedir. Bu basınçta türbinden ayrılan bir miktar buhar, kazan besleme suyunu açık bir besleme suyu ısıtıcısında ısıtmak için kullanılmaktadır. Geri kalan buhar 500 °C sıcaklığa ısıtıldıktan sonra alçak basınç türbininde 10 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) kazandan geçen suyun kütle debisini, (*b*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 81.9 kg/s, (*b*) yüzde 44.4

9-42 Problem 9-41'i açık besleme suyu ısıtıcısı yerine kapalı bir besleme suyu ısıtıcısı kullanarak çözün. Besleme suyunun ısıtıcıdan, türbinden ayrılan buharın yoğuşma sıcaklığında çıktığını, türbinden ayrılan buharın ise ısıtıcıdan doymuş sıvı halinde çıktığını ve besleme suyu hattına pompalandığını kabul edin.



ŞEKİL P9-42

9-43 Şekil P9-43'te gösterilen buharlı bir güç santrali, ideal ara ısıtmalı ara buhar almalı çevrime göre çalışmaktadır. Çevrimde bir ara ısıtma uygulanmakta olup, iki adet açık besleme suyu ısıtıcısı vardır. Buhar yüksek basınç türbinine 10 MPa basınç ve 550 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 5 kPa'dir. Besleme suyu ısıtıcıları için buhar türbinden 1 MPa ve 0.2 MPa basınçlarda ayrılmaktadır. Ara ısıtma 0.8 MPa basınçta yapılmakta ve buhar 500 °C sıcaklığa ısıtılmaktadır. Su, her iki besleme suyu ısıtıcısından doymuş sıvı olarak ayrılmaktadır. Kazanda çevrime birim zamanda verilen ısı 4×10^6 kJ/s



ŞEKİL P9-43

dir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) kazandan geçen su debisini, (*b*) çevrimin net gücünü ve (*c*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 120.4 kg/s, (*b*) 188 MW, (*c*) yüzde 47.0

Buharlı Güç Çevrimlerinin İkinci Yasa Çözümlemesi

9-44 9-16 numaralı problemde incelenen Rankine çevriminin her bir hal değişimiyle ilgili tersinmezlikleri hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığının 1500 K, çevre sıcaklığının da 290 K olduğunu kabul edin.

9-45 9-16 numaralı problemde incelenen Rankine çevriminin her bir hal değişimiyle ilgili tersinmezlikleri hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığının 1500 K, çevre sıcaklığının da 290 K olduğunu kabul edin.
Çözüm: 0, 1111.5 kJ/kg, 0, 172.8 kJ/kg

9-46 9-18 numaralı problemde incelenen Rankine çevriminde, çevrimden ısı atma işlemiyle ilgili tersinmezliği hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığının 1500 K, çevre sıcaklığının da 290 K olduğunu kabul edin. Ayrıca kazan çıkışında buharın kullanılabilirliğini hesaplayın. Çevre basıncını $P_0 = 100$ kPa alın.

9-47 9-22 numaralı problemde incelenen Rankine çevriminde, çevrimden ısı atma işlemiyle ilgili tersinmezliği hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığının 1500 K, çevre sıcaklığının da 290 K olduğunu kabul edin. Ayrıca kazan çıkışında buharın kullanılabilirliğini hesaplayın. Çevre basıncını $P_0 = 100$ kPa alın.

9-48 9-27 numaralı problemde incelenen ara ısıtmalı Rankine çevriminin her bir hal değişimiyle ilgili tersinmezlikleri hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığının 1500 K, çevre sıcaklığının da 290 K olduğunu kabul edin.

9-49 9-28 numaralı problemde incelenen ara ısıtmalı Rankine çevriminde, çevrime ısı verme ve türbinde genişleme işlemleriyle ilgili ter-

sinmezlikleri hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığının 1500 K, çevre sıcaklığının da 290 K olduğunu kabul edin. Ayrıca kazan çıkışında buharın kullanılabilirliğini hesaplayın. Çevre basıncını $P_0 = 100$ kPa alın.
Çözüm : 1267 kJ/kg, 249.9 kJ/kg, 1462.8 kJ/kg

9-50 9-37 numaralı problemde incelenen ara buhar almalı Rankine çevriminin tersinmezliğini hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığının 1500 K, çevre sıcaklığının da 290 K olduğunu kabul edin.
Çözüm: 1154.7 kJ/kg

9-51 9-41 numaralı problemde incelenen ara ısıtmalı, ara buhar almalı Rankine çevriminde yer alan ara ısıtma işleminde ve açık besleme suyu ısıtıcısındaki tersinmezlikleri hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığının 1500 K, çevre sıcaklığının da 300 K olduğunu kabul edin.

9-52 9-43 numaralı problemde incelenen ara ısıtmalı, ara buhar almalı Rankine çevriminde yer alan ara ısıtma işleminde ve açık besleme suyu ısıtıcılarındaki tersinmezlikleri hesaplayın. Isı kaynağının sıcaklığının 1500 K, çevre sıcaklığının da 290 K olduğunu kabul edin.
Çözüm : 193.0 kJ/kg, 104.0 kJ/kg

Bileşik Isı-Güç Üretimi

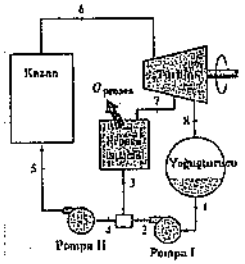
9-53K Bir bileşik ısı güç santrali için, enerjiden yararlanma oranı ε_y nasıl tanımlanır? Güç üretmeyen bir bileşik ısı güç santrali için ε_y, 1 değerini alabilir mi?

9-54K Enerjiden yararlanma oranı 1 olan bir bileşik ısı güç çevrimini düşünün. Bu çevrimle ilgili tersinmezliklerin mutlaka sıfır olması gerekir mi? Açıklayın.

9-55K Enerjiden yararlanma oranı 0.5 olan bir bileşik ısı güç çevrimi düşünün. Bu çevrimle ilişkili tersinmezlikler sıfır olabilir mi? Eğer yanıtınız evetse, bunun hangi koşullarda olabileceğini açıklayın.

9-56K *Kojenerasyon* ve *rejenerasyon* arasındaki fark nedir?

9-57 Su buharı, bir bileşik ısı güç santralinin türbinine 7 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmektedir. Su buharının debisi 30 kg/s'dir. Buhar debisinin dörtte biri 600 kPa basınçta türbinden ayrılarak ısıl işlemlerde kullanılmaktadır. Buharın geri kalan bölümü 10 kPa yoğuşturucu basıncına kadar genişlemektedir. Türbinden 600 kPa basınçta ayrılarak ısıl işlemlerde kullanılan buhar, yoğuştuktan sonra, doymuş sıvı haline gelmekte ve kazan besleme suyuyla karıştırılmaktadır (Şekil P9-57). Besleme suyu daha sonra ikinci bir pompayla 7 MPa olan kazan basıncına sıkıştırılmaktadır. Borulardaki basınç düşmelerini ve ısı kayıplarını ihmal edin. Türbin ve pompaları izantropik kabul ederek santralin net gücünü ve enerjiden yararlanma oranını hesaplayın.



ŞEKİL P9-57

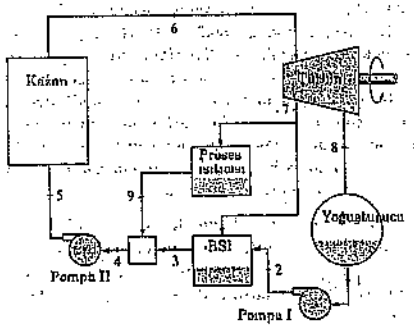
9-58 Büyük bir gıda üretim kuruluşu ısıl işlemler için gerekli buharı kuruluş içinde yer alan bir bileşik ısı güç santralinden sağlamaktadır. Isıl işlemler için 0.4 MPa basınçta, 6 kg/s doymuş buhara gerek duyulmaktadır. Bileşik ısı güç santralinin kazanı 8 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta, 15 kg/s buhar üretmektedir. Yoğuşturucu basıncı 15 kPa'dir. 0.4 MPa basınçta ısıl işlemler için türbinden ayrılarak ısı değiştiricisine gönderilen buhar, yoğuştuktan sonra aynı basınçtaki besleme suyuyla karıştırılıp kazana pompalanmaktadır. Türbin ve pompaların adyabatik verimi yüzde 84'tür. (*a*) Kazanda birim zamanda çevrime verilen ısıyı, (*b*) santralin gücünü hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 45168 kW, (*b*) 12906 kW

9-59 10 MPa basınç ve 450 °C sıcaklıkta su buharı, bir bileşik ısı güç santralinin kazanında 15 kg/s debiyle üretilmektedir. Normal çalışma koşullarında buhar, türbinde 0.5 MPa basınca genişledikten sonra ısı değiştiricisine gönderilmekte, burada yoğuşarak ısıl işlemler için gerekli ısıyı sağlamaktadır. Doymuş sıvı halindeki buhar daha sonra kazana pompalanmaktadır. Bu çalışma düzeninde, yoğuşturucudan buhar geçmemektedir.

(*a*) Normal çalışma koşullarında üretilen gücü ve ısıl işlemler için birim zamanda sağlanan ısıyı hesaplayın.

(*b*) Isıl işlemler için ısı gereksiniminin daha az olduğu zamanlarda, buhar debisinin yüzde 60'ı ısı değiştiricisine gönderilirken, yüzde 40'ı, 20 kPa olan yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. Bu çalışma düzeninde üretilen gücü ve ısıl işlemler için birim zamanda sağlanan ısıyı hesaplayın.

9-60 Şekil P9-60'ta gösterilen bileşik ısı güç santralinde su buharı türbine 6 MPa basınç ve 450 °C sıcaklıkta girmekte ve 0.4 Mpa basınca genişlemektedir. Bu basınçta buharın %60'ı türbinden ayrılmakta, geri kalanı 10 kPa olan yoğuşturucu basıncına kadar genişlemektedir. Türbinden ayrılan buharın bir bölümü, açık bir besleme suyu ısıtıcısına gönderilirken, geri kalan bölümü bir ısı değiştiricisinde yoğuşarak ısıl işlemler için gerekli ısıyı sağlamaktadır. Isı değiştiricisinde 0.4 MPa basınçta doymuş sıvıya dönüşen buhar, besleme suyu ısıtıcısından çıkan besleme suyuyla karıştırılarak kazana pompalanmaktadır. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin ve santralin ürettiği net gücün 15 MW olması için kazandan geçmesi gereken su debisini hesaplayın. Türbin ve pompaları izantropik kabul edin. *Çözüm:* 17.7 kg/s



ŞEKİL P9-60

9-61 Bir bileşik ısı güç santralinin kazanında, 6 Mpa basınç ve 500 °C sıcaklıkta, 12 kg/s su buharı üretilmektedir. Kazandan çıkan buharın üçte biri, basınç düşürücü bir vanadan geçirilerek, ısıl işlemler için gerekli ısıyı sağlayan ısı değiştiricisine gönderilmektedir. Isı değiştiricisi 0.8 Mpa basınçta çalışmakta olup, burada yoğuşan buhar değiştiriciden 120 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Kazanda üretilen buharın gerisi (üçte ikisi), bir türbinde 0.8 MPa basınca genişledikten sonra aynı ısı değiştiricisine gönderilmekte ve burada yoğuşmaktadır. Pompa işini gözardı ederek, (*a*) santralin ürettiği net gücü, (*b*) birim zamanda ısıl işlemler için sağlanan ısıyı, (*c*) bu santralin enerjiden yararlanma oranını hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 4406 kW, (*b*) 30615 kW, (*c*) 1.0

İkili Buhar ve Birleşik Gaz-Buhar Çevrimleri

9-62K İkili buhar çevrimi nedir? Hangi amaçla kullanılır?

9-63K İkili bir buharlı güç çevriminin ısı değiştiricisine birinci yasayı uygulayarak, çevrimlerde dolaşan akışkanların kütle debilerinin oranını, akışkanların entalpileriyle ifade edin. Isı değiştiricisini adyabatik kabul edin.

9-64K Su buharı, buharlı güç çevrimlerinde neden en uygun araçı akışkan değildir?

9-65K İkili bir buharlı güç çevriminde, cıva üst çevrim için uygun bir akışkan olmasına karşın alt çevrim için uygun bir akışkan değildir. Nedenini açıklayın?

9-66K İkili buharlı güç çevrimiyle birleşik gaz-buhar çevrimi arasındaki farkı açıklayın.

9-67K Birleşik gaz-buhar-çevrimlerinde buhar üretmek için enerji nereden sağlanır?

9-68K Birleşik gaz-buhar çevriminin ısıl verimi, tek başına bir buhar veya gaz çevriminin ısıl verimlerinden neden daha yüksektir?

9-69 Bir birleşik gaz-buhar santralinde gaz türbininin basınç oranı 16 olup, hava kompresöre 300 K sıcaklıkta, 14 kg/s debiyle girmektedir. Yanma odasından 1500 K sıcaklıkta çıkan gazlar, türbinde genişledikten sonra atık ısı kazanına girmekte ve buradan 420 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Yanma sonu gazlarının verdiği ısı ile, atık ısı kazanında 10 MPa basınç ve 400 °C sıcaklıkta buhar üretilmektedir. Üretilen buhar bir türbinde 15 kPa basınca kadar genişlemektedir. Tüm sıkıştırma ve genişlemelerin izantropik olduğunu kabul ederek, (*a*) buharın kütle debisini, (*b*) santralin net gücünü, (*c*) birleşik gaz-buhar çevriminin ısıl verimini hesaplayın. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul edin. *Çözüm:* (*a*) 1.275 kg/s, (*b*) 7819 kW, (*c*) yüzde 66.3

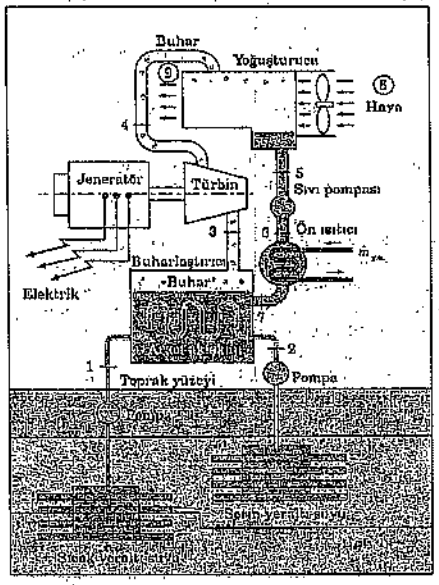
9-70 Bir birleşik gaz-buhar santralinin net gücü 450 MW'tır. Gaz türbini çevriminin basınç oranı 14 olup, hava kompresöre 300 K, türbine 1400 K sıcaklıkta girmektedir. Gaz türbininden çıkan yanma sonu gazları, bir atık ısı kazanında 8 MPa basınç ve 400 °C sıcaklıkta buhar üretmekte ve kazandan 460 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Buhar çevriminde 0.6 MPa basınçta çalışan bir açık besleme suyu ısıtıcısı vardır, yoğuşturucu basıncı ise 20 kPa'dir. Tüm sıkıştırma ve genişlemelerin izantropik olduğunu kabul ederek, (*a*) havanın kütle debisinin buharın kütle debisine oranını, (*b*) yanma odasında havaya birim zamanda verilen ısıyı (*c*) birleşik çevrimin ısıl verimini hesaplayın.

9-71 Problem 9-70'i pompaların adyabatik verimlerini yüzde 100, kompresörün adyabatik verimini yüzde 82, gaz ve buhar türbinlerinin adyabatik verimlerini yüzde 86 kabul ederek çözün.

Genel Tekrar Problemleri

9-72 İdeal ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalışan buharlı bir güç santralinde çevrimin en yüksek basıncı ve sıcaklığı 25 MPa ve 600 °C, yoğuşturucu basıncı ise 10 kPa dir. Türbin çıkışında izin verilen en düşük kuruluk derecesi yüzde 88 olduğuna göre, (*a*) bir, (*b*) iki ara ısıtma yapılması durumunda, ara ısıtma basınçlarını hesaplayın. Her iki ara ısıtma işleminin sonunda buhar sıcaklığı 600°C olmaktadır.

9-73 ABD'nin Nevada eyaletinde bulunan Stillwater jeotermal santrali 1986 yılında çalışmaya başlamış olup, birbirinin benzeri yedi üniteden oluşmaktadır. Yedi ünitenin her biri, Düzey I ve Düzey II diye adlandırılan iki çevrimden oluşmaktadır. Üst çevrim (Düzey I) araci akışkan olarak organik sıvı kullanan basit bir Rankine çevrimidir.



ŞEKİL P9-73
İkili jeotermal santralin genel gösterimi. (*Kaynak: ORMAT Energy Systems, Inc.*)

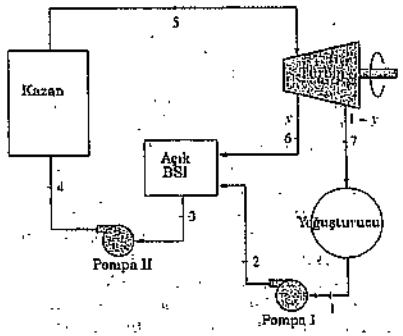
Santralin ısı kaynağı olan tuzlu sıcak yeraltı suyu (jeotermal su), Düzey I'in buharlaştırıcısına 162.8 °C sıcaklıkta, 174309 kg/h debiyle girmekte ve çevrime 24044 MJ/h ısı vermektedir. Buharlaştırıcıya 94.6 °C sıcaklıkta, 71620 kg/h debiyle giren organik akışkan, 189.1 °C sıcaklık ve 1.557 Mpa basınçta doymuş buhar olarak çıkmaktadır. Doymuş buhar daha sonra bir türbinde 35.4 °C sıcaklık ve 131 kPa basınca genişlemekte ve 1271 kW elektrik üretmektedir. Üretilen elektriğin 200 kW kadarı pompa ve yoğuşturucu fanlarını çalıştırmak için kullanılmaktadır. Organik akışkanı yoğuşturmak için hava soğutmalı bir yoğuşturucu kullanılmaktadır. Hava yoğuşturucuya 12.8 ° C sıcaklıkta, 1903000 kg/h debiyle girmekte ve 29.2 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Yoğuşturucudan çıkan organik akışkan, buharlaştırıcı basıncına pompalandıktan sonra bir ön ısıtıcıda yeraltı suyundan 11750 MJ/h ısı alarak 94.6 °C sıcaklığa ısıtılmakta ve daha sonra buharlaştırıcıya girmektedir. Sıcak yeraltı suyu önısıtıcıya 99.9 °C sıcaklıkta girmekte ve 67.8 °C sıcaklıkta çıkmaktadır.

Sıcak yeraltı suyunun özgül ısısının C = 4.31 kJ/(kg · °C), havanın özgül ısısının, C_p = 1.005 kJ/(kg · K) olduğunu kabul ederek, (*a*) yeraltı suyunun buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığını, (*b*) Yoğuşturucuda organik akışkandan havaya olan ısı geçişini, (*c*) Önısıtıcıda akan yeraltı suyunun debisini ve (*d*) bu jeotermal santralin Düzey I çevriminin ısıl verimini hesaplayın.

9-74 Basit ideal Rankine çevrimine göre çalışan bir buharlı güç santralinde, buhar türbine 6 MPa basınçta girmekte ve 7.5 kPa basınçta doymuş buhar olarak çıkmaktadır. Kazanda suya birim zamanda verilen ısı 4×10^4 kJ/s'dir. Yoğuşturucudaki soğutma, yakındaki bir ırmağın suyuyla yapılmakta, su yoğuşturucuya 18 °C sıcaklıkta girmektedir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir T-s diyagramında gösterin. Ayrıca (*a*) türbin giriş sıcaklığını, (*b*) santralin net gücünü ve ısıl verimini, (c) yoğuşturucuda soğutma için gerekli en az su debisini hesaplayın.

9-75 Buharlı bir güç santrali, iki ara ısıtma kademesi olan ideal bir Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Santralin gücü 300 MW olup, su buharı türbinin her üç kademesine de 500 °C sıcaklıkta girmektedir. Çevrimin en yüksek basıncı 15 MPa, en düşük basıncı 5 kPa'dir. Birinci ara ısıtma 5 MPa basınçta, ikinci ara ısıtma da 1 MPa basınçta gerçekleşmektedir. Çevrimi doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir T-s diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) çevrimin ısıl verimini ve (*b*) çevrimde dolaşan suyun kütle debisini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) yüzde 45.5, (*b*) 161.1 kg/s

9-76 150 MW net gücü olan buharlı bir güç santrali ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Su buharı türbine 10 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmektedir. Türbinden 0.5 MPa basınçta bir miktar buhar ayrılarak açık besleme suyu ısıtıcısına gönderilmekte, buharın geri kalan bölümü 10 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. Türbinin adyabatik verimi yüzde 80, pompaların adyabatik verimi yüzde 95'tir. Buharın besleme suyu ısıtıcısı çıkışında doymuş sıvı halinde olduğunu kabul ederek, çevrimi doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir T-s diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) kazanda akan suyun debisini, (*b*) çevrimin ısıl verimini ve (*c*) açık besleme suyu ısıtıcısındaki tersinmezliği hesaplayın. Çevrimin ısı aldığı ortam sıcaklığının 1300 K, çevrimin ısı verdiği ortam sıcaklığının 303 K olduğunu kabul edin.



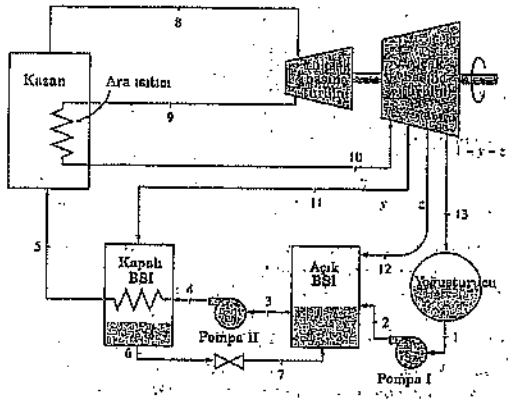
ŞEKİL P9-76

9-77 Problem 9-76'yı türbin ve pompaların izentropik olduklarını kabul ederek çözün.

9-78 Bir adet açık besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara ısıtmalı, ara buhar almalı Rankine çevrimini düşünün. Kazan basıncı 10 MPa, yoğuşturucu basıncı 15 kPa, ara ısıtma basıncı 1 MPa ve besleme suyu ısıtıcısı basıncı 0.6 MPa'dır. Su buharı türbinin her iki kademesine de 500 °C sıcaklıkta girmektedir. Çevrimi doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir T-s diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) türbinden besleme suyunu ısıtmak için ayrılan buhar kütlesinin yüksek basınç türbinine giren buhar kütlesine oranını, (*b*) çevrimin ısıl verimini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.144, (*b*) yüzde 42.1

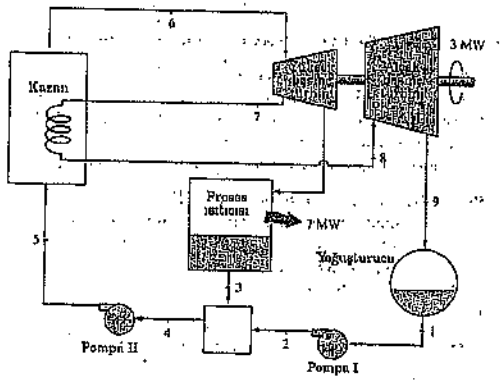
9-79 Problem 9-78'i türbinlerin adyabatik verimlerini yüzde 84, pompaların adyabatik verimlerini yüzde 100 alarak çözün.

9-80 Buharlı bir güç santrali, ideal ara ısıtmalı ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalışmaktadır. Çevrimde bir ara ısıtıcı, biri kapalı diğeri açık olmak üzere iki besleme suyu ısıtıcısı bulunmaktadır. Su buharı yüksek basınç türbinine 15 MPa basınç ve 600 °C sıcaklıkta, alçak basınç türbinine ise 1 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 5 kPa olup, buhar türbinden 0.6 MPa basınçta ayrılarak kapalı besleme suyu ısıtıcısına, 0.2 Mpa basınçta ayrılarak açık besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Kazan besleme suyu, kapalı besleme suyu ısıtıcısında buharın yoğuşma sıcaklığına ısıtılmaktadır. Buhar kapalı besleme suyu ısıtıcısından doymuş sıvı hâlinde çıkmakta, daha sonra kısılarak açık besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Çevrimi doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir T-s diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) türbinden açık besleme suyu ısıtıcısına ayrılan buhar kütlesinin yüksek basınç türbinine giren buhar kütlesine oranını, (*b*) çevrimin ısıl verimini ve (*c*) kazandan geçen su debisi 35 kg/s olduğuna göre çevrimin net gücünü hesaplayın.



ŞEKİL P9-80

9-81 Şekil P9-81'de gösterilen bileşik ısı güç santralinde ara ısıtmalı bir buharlı güç çevrimi kullanılmaktadır. Santral 3 MW güç üretirken, 7 MW proses ısısı sağlamaktadır. Buhar yüksek basınç türbinine 8 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmekte ve 1 MPa basınca genişlemektedir. Bu aşamada buharın bir bölümü türbinden ayrılarak proses ısı değiştiricisine gönderilmekte, geri kalan bölümü 500 °C sıcaklığa ısıtıldıktan sonra, alçak basınç türbininde 15 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemektedir. Yoğuşturucudan çıkan doymuş sıvı halindeki su, 1 MPa basınca pompalandıktan sonra proses ısı değiştiricisinden 120 °C sıcaklıkta çıkan, sıkıştırılmış sıvı halindeki suyla karıştırılmaktadır. Karışım daha sonra kazana pompalanmaktadır. Türbin ve pompalar izantropik kabul edilebilir. Çevrimi doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir T-s diyagramında gösterin. Ayrıca, pompa işlerini ihmal



ŞEKİL P9-81

ederek, (*a*) Kazanda suya birim zamanda verilen ısıyı, (*b*) proses ısı değiştiricisine ayrılan buharın toplam buhar debisine oranını hesaplayın.

9-82 Bir birleşik gaz-buhar güç santralinin gaz türbini çevriminin basınç oranı 8'dir. Hava kompresöre 290 K, türbine ise 1400 K sıcaklıkta girmektedir. Gaz türbininden çıkan yanma sonu gazları, atık ısı kazanında 15 MPa basınç ve 450 °C sıcaklıkta su buharı üretmekte ve kazandan 247 °C sıcaklıkta ayrılmaktadır. Buhar yüksek basınç türbininde 3 MPa basınca genişledikten sonra, ayrı bir kazanda 500 °C sıcaklığa ısıtılmakta ve alçak basınç türbininde 10 kPa basınca genişlemektedir. Su buharının debisi 20 kg/s'dir. Sıkıştırma (pompalama) ve genişleme işlemlerinin tümünün izantropik olduğunu kabul ederek, (*a*) gaz türbini çevriminde dolaşan havanın debisini, (*b*) çevrime verilen toplam ısıyı, (*c*) birleşik çevrimin ısıl verimini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 175.2 kg/s, (*b*) 186840 kW, (*c*) yüzde 55.6

9-83 Problem 9-82'yi pompanın adyabatik verimini yüzde 100, kompresörün adyabatik verimini yüzde 80, gaz ve buhar türbinlerinin adyabatik verimlerini yüzde 85 alarak çözün.

9-84 9-20 numaralı denklemden yola çıkarak, basit ideal Rankine çevrimiyle ilgili tersinmezliğin $i = q_H\,(\eta_{th,\,Carnot} - \eta_{th})$ bağıntısıyla ifade edilebileceğini gösterin. Burada η_{th} Rankine çevriminin ısıl verimi, $\eta_{th,\,Carnot}$ aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevriminin ısıl verimi olmaktadır.

9-85 Bir kazanda üretilen buhar, iki kademeli bir türbinin birinci kademesinde 1.4 MPa basınçta doymuş buhar haline genişlemektedir. Türbinin birinci kademesinde üretilen güç 1000 kW olup, adyabatik (izantropik) verim yüzde 75'dir. Türbinden çıkan buhar debisinin 1000 kg/dakika'lık bir bölümü ısıl işlemler için bir ısı değiştiricisine, geri kalan bölümü ise bir alçak basınç türbinine gönderilmektedir. Alçak basınç türbininin adyabatik verimi yüzde 60 olup, buhar burada 10 kPa yoğuşturucu basıncına genişlemekte ve 800 kW güç üretmektedir. Türbin girişindeki buhar debisini, sıcaklığı ve basıncı belirleyin.

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

9-86 Yoğuşturucu basıncının, basit ideal Rankine çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkisini belirlemek için bir bilgisayar programı yazın. Su buharının türbine 5 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girdiğini kabul edin. Isıl verimi, yoğuşturucu basıncının 100, 75, 50, 25, 10 ve 5 kPa değerleri için hesaplayıp eğrisini çizin. Pompa işini ihmal edin.

9-87 Kazan basıncının, basit ideal Rankine çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkisini belirlemek için bir bilgisayar programı yazın. Su buharının türbine 500 °C sıcaklıkta girdiğini ve 10 kPa yoğuşturucu basıncına genişlediğini kabul edin. Isıl verimi, kazan basıncının 0.5, 1, 3, 6, 10, 15 ve 20 MPa değerleri için hesaplayıp eğrisini çizin. Pompa işini ihmal edin.

9-88 Buharı kızdırmanın, basit ideal Rankine çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkisini belirlemek için bir bilgisayar programı yazın. Su

buharının türbine 3 MPa basınçta girdiğini ve 10 kPa yoğuşturucu basıncına genişlediğini kabul edin. Isıl verimi, türbin giriş sıcaklığının 250, 300, 400, 500, 700, 900, 1100 °C değerleri için hesaplayıp eğrisini çizin. Pompa işini ihmal edin.

9-89 Ara ısıtma basıncının, ideal ara ısıtmalı Rankine çevriminin verimi üzerindeki etkisini belirlemek için bir bilgisayar programı yazın. Çevrimin en yüksek ve en düşük basınçlarının 15 MPa ve 10 kPa olduğunu, su buharının türbinin her iki kademesine de 600 °C sıcaklıkta girdiğini kabul edin. Isıl verimi, ara ısıtma basıncının 12.5, 10, 7, 5, 2, 1, 0.5 ve 0.1 MPa değerleri için hesaplayıp eğrisini çizin.

9-90 Ara ısıtma kademe sayısının, ideal ara ısıtmalı Rankine çevriminin verimi üzerindeki etkisini belirlemek için bir bilgisayar programı yazın. Çevrimin en yüksek ve en düşük basınçlarının 15 MPa ve 10 kPa olduğunu, su buharının türbinin tüm kademelerine 600 °C sıcaklıkta girdiğini kabul edin. Isıl verimi, bir, iki, dört ve sekiz ara ısıtma kademesi için hesaplayıp eğrisini çizin. Türbin kademelerinin basınç oranlarının eşit olduğunu kabul edin.

9-91 Ara buhar alma basıncının, bir adet açık besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı Rankine çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkisini belirlemek için bir bilgisayar programı yazın. Buhar türbine 15 MPa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 10 kPa'dır. Isıl verimi, ara buhar alma basıncının 12.5, 10, 7, 5, 2, 1, 0.5, 0.1 ve 0.05 MPa değerleri için hesaplayıp eğrisini çizin. Pompa işini ihmal edin.

9-92 Ara buhar alma sayısının, ideal ara buhar almalı Rankine çevriminin ısıl verimi üzerindeki etkisini belirlemek için bir bilgisayar programı yazın. Buhar türbine 15 MPa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 5 kPa'dır. Isıl verimi, ara buhar alma sayısının 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10 olma durumları için hesaplayıp eğrisini çizin. Besleme suyu sıcaklığının her ara buhar alma kademesinde eşit miktarda arttığını kabul edin. Pompa işini ihmal edin.

9-93 Tüm türbinlerin izantropik (adyabatik) verimlerinin yüzde 85, tüm pompaların izantropik verimlerinin yüzde 60 olması durumunda, ısıl verimi en az yüzde 40 olacak bir buharlı güç santrali tasarlayın. Tasarımını açıklayan bir teknik rapor hazırlayın. Bu raporda, gerekli göreceğiniz diğer hususlar yanında aşağıda belirtilen bölümlere de yer verin:

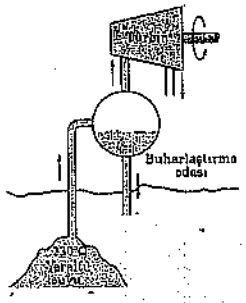
(a) Amacı gerçekleştirmek için düşünülen değişik çevrimlerin karşılaştırması, tasarımınızın güçlü ve zayıf yanları.

(b) Üzerinde hallerin işaretlendiği, sıcaklık, basınç, entalpi, entropi değerlerinin belirtildiği, sistemin genel çizimi ve *T-s* diyagramı.

(c) Örnek hesaplar.

9-94 Elektrik satın aldığınız şirkete başvurarak, son kurulan güç santrallerinin termodinamik özellikleriyle ilgili bilgi edinin. Sözkonusu santral birleşik gaz-buhar santrali değilse neden bu tür bir santralin seçilmediğini sorun.

9-95 Çeşitli ülkelerde sıcak yeraltı suyunu enerji kaynağı olarak kullanan jeotermal santraller bulunmaktadır. Bu kaynağın "bedava" olması bu tür santrallerin yapımını özendirmektedir. 160 °C sıcaklıkta yeraltı suyunun bulunduğu bir yerde 8 MW gücünde bir santralin yapılması tasarlanmaktadır. Yeraltı suyu, soğutucu akışkan-12'nin aracı akışkan olduğu kapalı devre bir Rankine çevrimine ısı sağlayacaktır (Şekil P9-73'e bakın). Çevrim için uygun sıcaklık ve basınç sınırları belirleyin, tasarladığınız çevrimin ısıl verimini hesaplayın. Seçtiğiniz değerler için gerekçelerini belirtin.



9-96 230 °C sıcaklıkta yeraltı suyunun bulunduğu bir yerde 10 MW gücünde bir jeotermal santral kurulması planlanmaktadır. Yer altı suyu bir odada basıncı hızla düşürülerek buharlaştırılmakta, sıvı yeraltına geri gönderilirken buhar da bir türbinde genişleyerek güç üretmektedir. Türbin girişinde basıncın 200 kPa değerinin üzerinde kalması, türbin çıkışında ise basıncın 8 kPa değerinin altına düşmemesi gerekmektedir. Yüksek basınçlı buharlaştırma odalarında, az miktarda kullanılabilirliği yüksek buhar elde edilirken, düşük basınçlı buharlaştırma odalarında çok miktarda fakat kullanılabilirliği düşük buhar elde edilebilmektedir. Kullanılan yeraltı suyunun birim kütlesi için en fazla iş üretimini sağlayacak buharlaştırma basıncını, değişik buharlaştırma basınçları deneyerek bulun. Ayrıca her basınç için ısıl verimi, üretilen gücün yüzde 10'unun pompa ve diğer yardımcı elemanlar tarafından kullanıldığını gözönüne alarak hesaplayın.

9-97 Okyanus ısıl enerji dönüşüm (OTEC, Ocean Thermal Energy Conversion) santralleri konusunda bir araştırma yapın. OTEC sistemleriyle ilgili temel problemleri ve bunlar için çözüm önerilerini tartışın.

9-98 Bir tekstil fabrikasında, doğal gazla çalışan bir kazanda 130 °C sıcaklıkta buhar üretilmektedir. Talebin yüksek olduğu zamanlarda, kazanda buhara verilen ısı 30 MJ/s olmaktadır. Fabrikaya aynı zamanda 6 MW'a kadar elektrik gücü gerekmekte ve şebekeden karşılanmaktadır. Kuruluş yetkilileri, varolan ısı santralini, bileşik ısı güç santraline dönüştürmek, böylece ısı ve elektrik gereksinimlerini kendi içlerinde karşılamak istemektedirler. Göreviniz, bir okuluk çalışması yaparak çözüm önerileri getirmektir. Gaz veya buhar türbinli santraller düşünülebilir. Öncelikle ne tür bir santralin amaca en iyi hizmet edeceğine, maliyetleri ve yapım güçlüklerini gözönüne alarak karar verin. Daha sonra tasarımınızı basınç, sıcaklık ve kütle debilerinin belirlendiği bir öneri biçimine getirin. Tasarımınızın kuruluşun ısı ve elektrik gereksinimlerini karşıladığını gösterin.

9-99 Fotoğraf malzemeleri imal eden bir kuruluşta saatte 30000 kg buhar kullanılmaktadır. Buhar kullanıldıktan sonra 126 kPa basınç ve 107 °C sıcaklıkta bacadan çevreye atılmaktadır. Atık buharın enerjisinden ekonomik bir biçimde yararlanan bir sistemin ön tasarımını yapın. Kuruluş yılda 8000 saat sürekli çalışmaktadır. Elektriğin fiyatı 1 para/kWh alınabilir. Ev ısıtması için kullanılacak ısının fiyatı da 1 para/kWh olmaktadır, fakat ev ısıtması yılda sadece 3000 saat yapılabilmektedir. Eğer buhar yoğuşturulup, yeniden kullanılacaksa değeri 3 para/100 litre'dir. Yapacağınız tüm kabulleri olabildiğince gerçekçi yapın. Tasarladığınız sistemi çizin, gerekli parçaları ve elemanları belirleyin. Sonucu elektrik fiyatına göre parasal olarak ifade edin ve sisteminin ekonomik açıdan kazançlı olup olmadığına karar verin.

Soğutma Çevrimleri

BÖLÜM 10

Termodinamiğin önemli uygulama alanlarından biri *soğutma*dır. Soğutma, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişidir. Soğutma, *soğutma makineleri* veya *ısı pompaları* tarafından gerçekleştirilir. Bu makinelerin dayandıkları çevrimlere de *soğutma çevrimleri* adı verilir. En yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi, *buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi*dir. Bu çevrimde, aracı akışkan dönüşümlü olarak buharlaşır, yoğuşur ve buhar fazındayken sıkıştırılır. Çok kullanılan bir başka soğutma çevrimi de *gaz akışkanlı soğutma çevrimi*dir. Bu çevrimde aracı akışkan çevrim boyunca gaz fazında kalır. Bu bölümde incelenen diğer soğutma çevrimleri, genellikle iki farklı akışkanın iki ayrı çevrimde dolaştığı *ikili soğutma*, soğutucu akışkan buharının sıkıştırılmadan önce bir sıvıya karıştırıldığı *soğurmalı soğutma* ve iki farklı malzemeden bir elektrik akımının geçmesiyle oluşan *termoelektrik soğutma*dır.

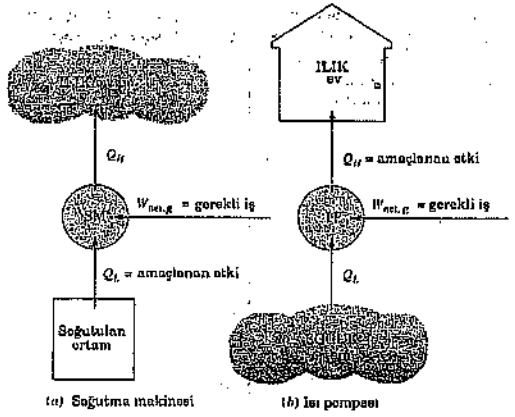
10.1 ■ SOĞUTMA MAKİNELERİ VE ISI POMPALARI

Isı geçişinin azalan sıcaklık yönünde, başka bir deyişle sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama olduğu, bilinen bir gerçektir. Bu yönde ısı geçişi doğada kendiliğinden olur. Fakat bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi kendiliğinden olamaz, bunun bir soğutma makinesi aracılığıyla yapılması gerekir.

Soğutma makineleri bir çevrime göre çalışır, soğutma çevrimlerinde dolaşan akışkanlara da **soğutucu akışkan** adı verilir. Bir soğutma makinesinin genel çizimi Şekil 10-1*a*'da gösterilmiştir. Burada Q_L, soğutulan ortamdan çekilen ısı, Q_H ise daha sıcak ortama verilen ısıdır. T_L, soğutulan ortamın sıcaklığı, T_H ısı verilen ortamın sıcaklığı ve $W_{net,g}$ çevrimde dolaşan akışkan üzerinde yapılması gereken sıkıştırma işini göstermektedir. 5. Bölümde açıklandığı gibi Q_L ve Q_H'nın yönleri indislerinden anlaşılmaktadır, bu nedenle her ikisi de artıdır.

Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi, ısı pompası aracılığıyla da gerçekleşebilir. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrime göre çalışırlar, fakat kullanım amaçları farklıdır. Soğutma makinesinin amacı çevre sıcaklığından daha düşük sıcaklıkta olan bir ortamdan ısı çekerek, ortamı düşük sıcaklıkta tutmaktır. Daha yüksek sıcaklıktaki ortama ısı verilmesi sadece çevrimin tamamlanabilmesi için gerekli olan bir işlemdir. Isı pompasının amacı ise, ısıtılan bir ortamı istenen sıcaklıkta tutmaktır. Bunun için düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan çekilen ısı, daha yüksek sıcaklıktaki ortama verilir. Örneğin, ısı çekilen kaynak, kuyu suyu veya soğuk dış hava; sıcak ortam ise bir evin içi olabilir (Şekil 10-1*b*).

Bir soğutma makinesi veya ısı pompasının ısıl değerlendirmesi, **etkinlik katsayısı** (COP) ile yapılır. Etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır:



ŞEKİL 10-1
Soğutma makinesinin amacı soğutulan ortamdan ısı çekmektir (Q_L); ısı pompasının amacı ılık ortama ısı vermektir (Q_H).

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{\text{soğutma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net, g}}} \tag{10-1}$$

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{\text{ısıtma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net, g}}} \tag{10-2}$$

Bu bağıntılarda $\dot{Q}_L$, $\dot{Q}_H$ ve $\dot{W}_{\text{net, g}}$, gerekirse Q_L, Q_H ve $W_{\text{net, g}}$'nin yerini alabilir. Hem COP_{SM}, hem de COP_{IP}'nin değeri 1'den büyük olabilir. 10-1 ve 10-2 numaralı denklemler karşılaştırıldığı zaman, belirli Q_L ve Q_H değerleri için,

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \text{COP}_{\text{SM}} + 1 \tag{10-3}$$

olduğu görülür. Bu bağıntı ısı pompasının etkinlik katsayısının 1'den büyük olduğunu göstermektedir, çünkü COP_{SM} her zaman sıfırdan büyüktür. Başka bir deyişle, bir ısı pompası en kötü durumda bir elektrikli ısıtıcının etkinliğinde olacak, tükettiği elektrik kadar ısıl enerji sağlayacaktır. Bununla birlikte gerçek uygulamada Q_H'nın bir bölümü borulardan ve kanallardan çevreye geçebilir ve dış hava sıcaklığı çok düşük olduğu zamanlarda ısı pompasının etkinlik katsayısı 1'in altına düşebilir. Bu durum gerçekleştiğinde ısı pompası, elektrikli ısıtıcı gibi çalıştırılır.

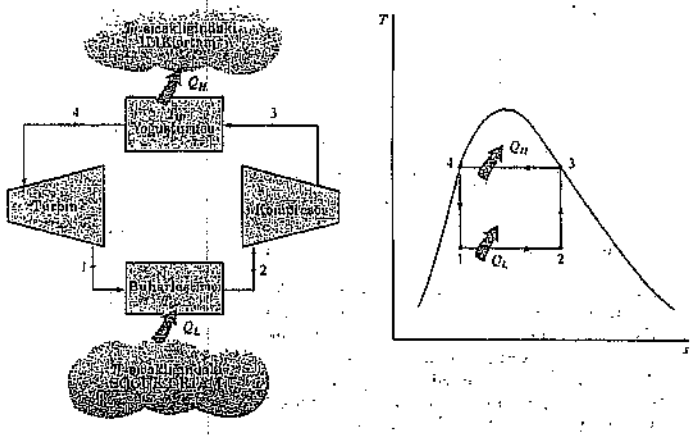
Bir soğutma sisteminin ***soğutma kapasitesi,*** soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı diye tanımlanır ve çoğu kez **ton soğutma** birimiyle ifade edilir. Bir ton soğutma, 0 °C sıcaklıkta 1 ton (2000 libre, lbm) suyu 24 saatte 0 °C sıcaklıkta bir ton buza dönüştürmek için çekilmesi gereken ısıl enerjiye eşittir. Bir ton soğutma 211 kJ/dakika veya 200 Btu/dakika'ya eşdeğerdir. 200 m^2 kullanma alanı olan bir evin soğutma yükü yaklaşık olarak 3 ton (10 kW) dolaylarındadır.

10-2 ■ TERS CARNOT ÇEVRİMİ

Daha önceki bölümlerde, Carnot çevriminin iki tersinir izotermal, iki de izantropik hal değişiminden oluşan, tümden tersinir bir çevrim olduğu belirtilmişti. Carnot çevrimi, verilen bir sıcaklık aralığında en yüksek ısıl verime sahip çevrimdir. Bu nedenle, gerçek güç çevrimlerinin karşılaştırılabileceği bir standart oluşturur. Carnot çevriminden, 9. ve 10. Bölümlerde gaz akışkanlı ve buharlı güç çevrimleri incelenirken yararlanılmıştı.

Tersinir bir çevrim olduğu için, Carnot çevrimini oluşturan hal değişimleri ters yönde de gerçekleşebilir. Hal değişimlerinin ters yönde gerçekleşmesi, ısı ve iş etkileşimlerinin yönlerinin değişmesi anlamına gelir. Sonuç, **ters Carnot çevrimi** adı verilen çevrimdir. Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi veya ısı pompası, **Carnot soğutma makinesi** veya **Carnot ısı pompası** diye bilinir.

Bir soğutucu akışkanın doyma bölgesi içinde gerçekleşen ters Carnot çevrimi ele alınsın (Şekil 10-2): 1-2 hal değişimi sırasında, soğutucu akışkana, T_L sıcaklığındaki soğuk ortamdan, sabit sıcaklıkta Q_L miktarında ısı geçişi olur. Akışkan daha sonra izantropik bir hal değişimiyle 3 haline sıkıştırılır ve hal değişimi sonunda sıcaklığı T_H olur. 3-4 hal değişimi sırasında, soğutucu akışkandan T_H sıcaklığındaki ortama,



ŞEKİL 10-2
Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters Carnot çevriminin T-s diyagramı.

sabit sıcaklıkta ısı geçişi olur ve daha sonra akışkan, 1 haline izantropik olarak genişleyerek çevrimi tamamlar. 4-1 hal değişimi sonunda akışkanın sıcaklığı T_L olur. 3-4 hal değişimi sırasında soğutucu akışkan, yoğuşturucuda doymuş buhardan doymuş sıvıya dönüşür.

Carnot soğutma makinesinin ve Carnot ısı pompasının etkinlik katsayıları 5. Bölümde şöyle tanımlanmıştı:

$$\text{COP}_{\text{SM, Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{10-4}$$

$$\text{COP}_{\text{IP, Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{10-5}$$

Her iki etkinlik katsayısının da, sıcaklık aralığı azaldıkça, başka bir deyişle T_L yükseldikçe veya T_H düştükçe yükseldiği not edilmelidir.

Ters Carnot çevrimi, belirli sıcaklıklardaki iki ısıl enerji deposu arasında çalışan ***en ethin*** soğutma çevrimidir. Bu nedenle soğutma makineleri ve ısı pompaları için ideal çevrim olarak önce Carnot çevriminin incelenmesi doğaldır. Uygulanabilir olması durumunda Carnot çevriminin ideal çevrim olarak seçilmesi gerekir, fakat aşağıda belirtilen nedenlerle Carnot çevriminin uygulamaya aktarılması olanaksızdır.

Isı geçişinin olduğu iki izotermal hal değişimi uygulamada gerçekleştirilebilir, çünkü doyma bölgesinde basıncın sabit kalması, sıcaklığın da doyma sıcaklığında sabit kalmasını sağlar. Bu bakımdan 1-2 ve 3-4 hal değişimleri buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki gerçek duruma yakındır. Fakat 2-3 ve 4-1 hal değişimlerinin uygulamada gerçekleştirilmesi zordur. Çünkü 2-3 hal değişimi bir sıvı buhar karışımının sıkıştırılmasını, başka bir deyişle iki fazlı akışkanla çalışan bir kompresörü gerektirir. 4-1 hal değişimi ise sıvı oranı yüksek bir karışımın genişlemesidir.

Bu sorunların, Carnot çevrimini doyma bölgesinin dışında gerçekleştirerek çözüleceği düşünülebilir, fakat bu kez ısı geçişi işlemlerinde

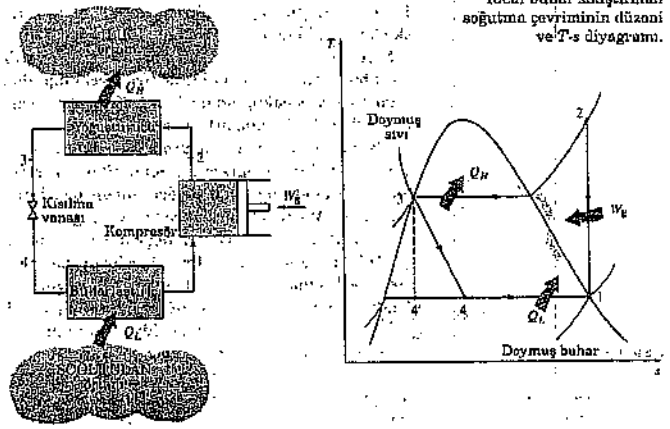
sabit sıcaklık koşulunun yerine getirilmesi zorluk çıkaracaktır. Bu nedenlerle ters Carnot çevriminin uygulamada gerçekleşemeyeceği ve soğutma çevrimleri için ideal bir model oluşturamayacağı sonucuna varılır. Bununla birlikte ters Carnot çevrimi, gerçek soğutma çevrimlerinin karşılaştırılabileceği bir standard oluşturur.

10-3 ■ İDEAL BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVRİMİ

Ters Carnot çevriminin uygulanmasındaki güçlükler, buharı sıkıştırmadan önce tümüyle buharlaştırarak ve 4-1 hal değişimindeki genişlemeyi bir kısılma işlemiyle gerçekleştirerek aşılabilir. Kısılma işlemi, sıvıyı bir kısılma vanasından veya kılcal borulardan geçirerek yapılabilir. Bu şekilde elde edilen çevrim, **ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi** diye bilinir. Bu çevrimin genel çizimi ve *T*-*s* diyagramı Şekil 10-3'te verilmiştir. Buhar sıkıştırmalı çevrim soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir. Bu çevrimi oluşturan hal değişimleri şöyledir:

1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
2-3 Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta (P = sabit) ısı geçişi
3-4 Kısılma *(genişleme ve basıncın düşmesi)*
4-1 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta (P = sabit) ısı geçişi

İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve

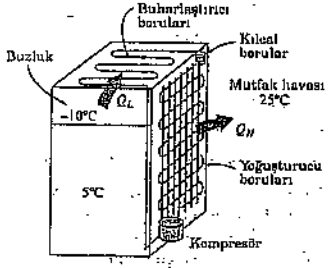


ŞEKİL 10-3
İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin düzeni ve *T*-*s* diyagramı.

yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir.

Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar.

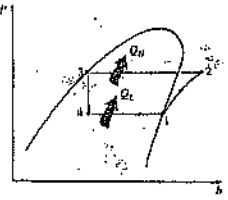
Bir ev buzdolabında, soğutucu akışkandan ısı çekilen buzluk, buharlaştırıcı işlevi görür. Buzdolabının arkasında görülen borular, soğutucu akışkandan mutfak ortamına ısı geçişinin olduğu yoğuşturucudur (Şekil 10-4).



ŞEKİL 10-4
Bir ev buzdolabı.

T-*s* diyagramında, içten tersinir bir hal değişiminin eğrisi altında kalan alanın ısı geçişini simgelediği daha önce belirtilmişti. Bu nedenle 4-1 hal değişimi eğrisi altında kalan alan, buharlaştırıcıda soğutucu akışkanın aldığı ısıyı, 2-3 hal değişimi eğrisi altında kalan alan da yoğuşturucuda soğutucu akışkanın çevreye verdiği ısıyı gösterir. Yaklaşık bir kural olarak, buharlaştırıcı sıcaklığındaki her 1 °C artma veya yoğuşturucu sıcaklığındaki her 1 °C azalma için etkinlik katsayısının yüzde 2 ile 4 arasında artığı söylenebilir.

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin çözümlemesinde kullanılan bir başka diyagram da Şekil 10-5'te gösterilen *P*-*h* diyagramıdır. Bu diyagramda dört hal değişiminden üçü birer doğru olarak görünmektedir. Ayrıca buharlaştırıcıda ve yoğuşturucuda olan ısı geçişleri, bu hal değişimlerini gösteren doğruların uzunluklarıyla orantılıdır.



ŞEKİL 10-5
İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin *P*-*h* diyagramı.

Dikkat edilirse; daha önce incelenen ideal çevrimlerden farklı olarak, ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi içten tersinir bir çevrim değildir, çünkü kısılma işlemi tersinmez bir hal değişimidir. Bu hal değişiminin çevrimde bulunması, ideal çevrimin gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine benzer olması içindir. Eğer kısılma vanasının yerini bir izantropik türbin almış olsaydı, soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 hali yerine 4′ halinde girerdi. Böylece soğutma kapasitesi, 4′-4 altında kalan alan kadar artar, net iş ise türbinden elde edilen iş kadar

azalmış olurdu. Fakat kısılma vanası yerine bir türbin kullanmak hem daha masraflı olacağı hem de sistemi daha karmaşık yapacağı için uygulanmaz.

Buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminde içinde sürekli akışın olduğu elemanlar yer alır, bu nedenle çevrimi oluşturan dört hal değişimi de sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınabilir. Soğutucu akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri, iş ve ısı geçişi terimlerine oranla küçük olduğu için, ihmal edilebilir. Bu durumda, sürekli akışlı açık sistemin enerji korunumu denklemi birim akışkan kütlesi için ifade edilirse (4-26 numaralı denklem),

$$q - w = h_e - h_g \tag{10-6}$$

biçimini alır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda iş etkileşimi yoktur. Kompresör adyabatik kabul edilebilir. Bu durumda, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi ve ısı pompasının etkinlik katsayıları aşağıdaki gibi yazılır:

$$\mathrm{COP}_{\mathrm{SM}} = \frac{q_L}{w_{\mathrm{net},g}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{10-7}$$

ve

$$\mathrm{COP}_{\mathrm{IP}} = \frac{q_H}{w_{\mathrm{net},g}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \tag{10-8}$$

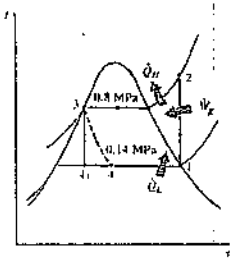
İdeal çevrimde, h_1 buharlaştırıcı basıncında doymuş buharın entalpisi, h_3 ise yoğuşturucu basıncında doymuş sıvının entalpisi olur.

Buhar sıkıştırmalı soğutmanın gelişimi, 1834'te İngiliz Jacob Perkins'in, eter ve diğer uçucu akışkanları kullanarak gerçekleştirdiği kapalı çevrim buz makinesinin patentini almasıyla başlar. Bu makinenin çalışan bir modeli yapılmış fakat seri üretimine geçilmemiştir. 1850 yılında Alexander Twining, zamanın buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin soğutucu akışkanı olan etil eteri kullanarak buhar sıkıştırmalı buz makineleri tasarlayıp yapmaya başlamıştır. Başlangıçta büyük yer kaplayan buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri daha çok buz yapımı, biracılık ve soğuk depolamada kullanılmıştır. Otomatik kontrolden yoksun olan bu sistemler buhar makineleriyle çalıştırılmışlardır. 1890'lı yıllarda elektrik motorleriyle çalışan, otomatik kontrollü daha küçük makineler eskilerin yerini almaya başlamış ve soğutma sistemleri evlere ve kasap dükkanlarına girmiştir. 1930'lardan başlayarak bu konuda yapılan yenilikler ve geliştirmeler etkinliği yüksek, güvenli, küçük ve ucuz soğutma sistemlerinin yaygın olarak kullanılmasına yol açmıştır.

ÖRNEK 10-1

İdeal buhar sıkıştırmalı çevrime göre çalışan bir soğutma makinesinde aracı akışkan olarak soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Çevrimde buharlaştırıcı basıncı 0.14 MPa, yoğuşturucu basıncı 0.8 MPa, akışkanın kütle debisi 0.05 kg/s'dir. (*a*) Soğutulan ortamdan çekilen ısıyı ve kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü, (*b*) soğutma makinesinin etkinlik katsayısını hesaplayın.

Çözüm Soğutma çevriminin *T-s* diyagramı Şekil 10-6'da gösterilmiştir. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, sıkıştırma sabit entropide gerçekleşir ve



ŞEKİL 10-6
Örnek 10-1'de incelenen ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin *T-s* diyagramı.

soğutucu akışkan kompresöre buharlaştırıcı basıncında doymuş buhar halinde girer. Ayrıca, soğutucu akışkan, yoğuşturucudan, yoğuşturucu basıncında doymuş sıvı olarak çıkar.

Soğutucu akışkanın 1, 2, 3 ve 4 hallerindeki entalpileri, soğutucu akışkan 12 tablolarından (Tablo A-12, A-13) elde edilebilir:

$$P_1 = 0.14\ \mathrm{MPa} \longrightarrow \begin{cases} h_1 = h_{g,\,0.14\ \mathrm{MPa}} = 177.87\ \mathrm{kJ/kg} \\ s_1 = s_{g,\,0.14\ \mathrm{MPa}} = 0.7102\ \mathrm{kJ/(kg \cdot K)} \end{cases}$$

$$\left.\begin{matrix} P_2 = 0.8\ \mathrm{MPa} \\ s_2 = s_1 \end{matrix}\right\} \longrightarrow h_2 = 208.65\ \mathrm{kJ/kg} \qquad (T_2 = 43.5\ ^\circ\mathrm{C})$$

$$P_3 = 0.8\ \mathrm{MPa} \longrightarrow h_3 = h_{f,\,0.8\ \mathrm{MPa}} = 67.3\ \mathrm{kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3\ (\text{kısılma}) \longrightarrow h_4 = 67.3\ \mathrm{kJ/kg}$$

(*a*) Soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı ve kompresörü çalıştırmak için gerekli güç, yapılan kabuller altında enerjinin korunumu denklemini uygulayarak bulunur:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05\ \mathrm{kg/s})[(177.87 - 67.30)\ \mathrm{kJ/kg}] = 5.53\ \mathrm{kW}$$

$$\dot{W}_g = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05\ \mathrm{kg/s})[(208.65 - 177.87)\ \mathrm{kJ/kg}] = 1.54\ \mathrm{kW}$$

(*b*) Yoğuşturucuda, soğutucu akışkandan çevreye olan ısı geçişi benzer bir biçimde:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) = (0.05\ \mathrm{kg/s})[(208.65 - 67.3)\ \mathrm{kJ/kg}] = 7.07\ \mathrm{kW}$$

olarak hesaplanır. Bu değer, enerjinin korunumu ilkesini çevrime uygulayarak da bulunabilir:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_g = 5.53 + 1.54 = 7.07\ \mathrm{kW}$$

(*c*) Soğutma çevriminin etkinlik katsayısı, tanımdan gidilerek hesaplanabilir:

$$\mathrm{COP}_{\mathrm{SM}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_g} = \frac{5.53\ \mathrm{kW}}{1.54\ \mathrm{kW}} = 3.59$$

Bu soğutma makinesi, tükettiği her birim elektrik enerjisi için soğutulan ortamdan 3.59 birim ısı enerjisi çekmektedir.

İrdeleme Kısılma vanasının yerine izantropik bir türbinin kullanılması durumunda ne olacağını irdeleyelim:

4s Hali:
$$\left.\begin{matrix} P_{4s} = 0.14\ \mathrm{MPa} \\ s_{4s} = s_3 = 0.2487\ \mathrm{kJ/(kg \cdot K)} \end{matrix}\right\} \longrightarrow h_{4s} = 61.9\ \mathrm{kJ/kg}$$

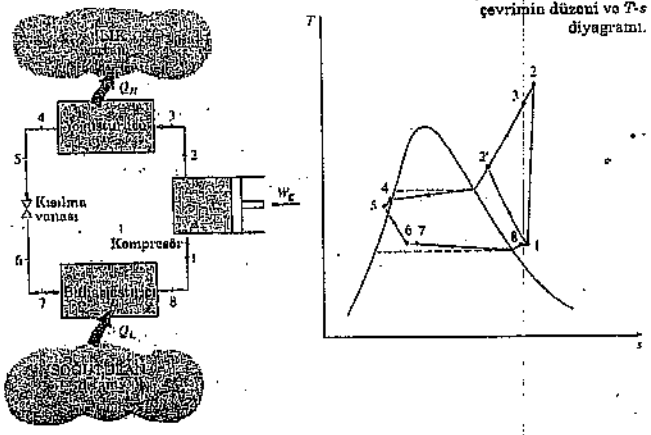
Bu durumda türbinin üretiği güç 0.27 kW, çevrimin dışarıdan gerektireceği iş 1.54 − 0.27 = 1.27 kW olacaktır. Soğutulan ortamdan çekilen ısı ise 5.53'ten 5.80 kW'a yükselecektir. Bunun sonucu olarak soğutma makinesinin etkinlik katsayısı %27.3 artarak 3.59'dan 4.57'ye yükselir.

10-4 ■ GERÇEK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVRİMİ

Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, ideal çevrimden birkaç bakımdan farklıdır. Bu farklılık daha çok, gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. Gerçek bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin *T-s* diyagramı Şekil 10-7'de gösterilmiştir.

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre *doymuş buhar* halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez, çünkü soğutucu akışkanın hâlini hassas bir biçimde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Burada amaç, akışkanın kompresöre girişinde tümüyle buhar olmasını güvenceye almaktır. Ayrıca, buharlaştırıcıyla kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzundur, böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişi önem kazanabilir. Yukarıda sıralanan etkilerin toplam sonucu, soğutucu akışkanın özgül hacminin ve buna bağlı olarak kompresör işinin artmasıdır, çünkü sürekli akış işi, özgül hacimle doğru orantılıdır.

İdeal çevrimde *sıkıştırma işlemi* içten tersinir ve adyabatiktir, başka bir deyişle izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi oluşturan akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. Bu iki etkiye bağlı olarak, soğutucu akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi sırasında artabilir (1-2 hal değişimi) veya azalabilir (1-2' hal değişimi). Sıkıştırmanın izantropik olmaktansa, 1-2' hal değişimine göre olması tercih edilir, çünkü kompresör işi bu durumda daha az olacaktır. Bu bakımdan soğutucu akışkanın sıkıştırma



ŞEKİL 10-7
Gerçek buharlı sıkıştırmalı çevrimin düzeni ve *T-s* diyagramı.

işlemi sırasında soğutulması, ekonomik ve uygulanabilir olduğu sürece yararlıdır.

İdeal çevrimde, soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış hali, kompresör çıkış basıncında *doymuş sıvıdır*. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla kısılma vanası girişi arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini uygulamada tam bir hassasiyetle gerçekleştirmek zor olduğundan, yoğuşturucudan çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur, başka bir deyişle aşırı soğutulur. Bunun bir sakıncası yoktur, çünkü bu durumda soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdan daha çok ısı çekebilir. Kısılma vanasıyla buharlaştırıcı birbirine çok yakındır, bu nedenle aradaki basınç düşmesi küçüktür.

ÖRNEK 10-2

Bir soğutma makinesinde, soğutucu akışkan 12, kompresöre 0.14 MPa basınç, –20 °C sıcaklıkta kızgın buhar olarak girmekte ve 0.8 MPa basınç, 50 °C sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Soğutucu akışkan yoğuşturucudan 26 °C sıcaklık ve 0.72 MPa basınçta çıktıktan sonra 0.15 MPa buharlaştırıcı basıncına kısılmaktadır. Soğutucu akışkanın debisi 0.05 kg/s'dir. (a) Soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısıyı ve kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü, (b) kompresörün adyabatik verimini, (c) soğutma makinesinin etkinlik katsayısını hesaplayın.

Çözüm Soğutma çevriminin *T-s* diyagramı Şekil 10-8'de gösterilmiştir. 1, 2, 3 ve 4 hallerindeki entalpi değerleri soğutucu akışkan-12 tablolarından elde edilebilir:

$$\left.\begin{matrix} P_1 = 0.14\ \text{MPa} \\ T_1 = -20\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_1 = 179.01\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{matrix} P_2 = 0.8\ \text{MPa} \\ T_2 = 50\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_2 = 213.45\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{matrix} P_3 = 0.72\ \text{MPa} \\ T_3 = 26\ ^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_3 \cong h_{f\,@\,26^\circ\text{C}} = 60.68\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3\ \text{(kısılma)} \longrightarrow h_4 = 60.68\ \text{kJ/kg}$$

(a) Soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı ve kompresörü çalıştırmak için gerekli güç, ilgili sistemlere enerjinin korunumu denklemini uygulayarak bulunur:

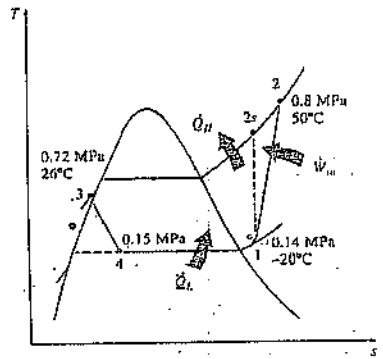
$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05\ \text{kg/s})[(179.01 - 60.68)\ \text{kJ/kg}] = 5.92\ \text{kW}$$

$$\dot{W}_g = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05\ \text{kg/s})((213.45 - 179.01)\ \text{kJ/kg}) = 1.72\ \text{kW}$$

(b) Kompresörün adyabatik verimi, tanımdan yararlanarak hesaplanır:

$$\eta_k \equiv \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

2s Hali: $\left.\begin{matrix} P_{2s} = 0.8\ \text{MPa} \\ s_{2s} = s_1 = 0.7147\ \text{kJ/(kg·K)} \end{matrix}\right\} \longrightarrow \begin{matrix} h_{2s} = 210.08\ \text{kJ/kg} \\ (T_{2s} = 45.4\ ^\circ\text{C}) \end{matrix}$



ŞEKİL 10-8
Örnek 10-2'nin T-s diyagramı.

Böylece,

$$\eta_L = \frac{210.08 - 179.01}{213.45 - 179.01} = 0.902 \text{ (veya \%90.2)}$$

olur.

(c) Soğutma makinesinin etkinlik katsayısı 10-1 numaralı denklemden,

$$COP_{SM} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_g} = \frac{5.82 \text{ kW}}{1.72 \text{ kW}} = 3.44$$

olarak bulunur. Bu problem 10-1 numaralı örnekte incelenen problemle aynıdır, fakat soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan çıkışta ısınarak kızgın buhar haline gelmekte, yoğuşturucu çıkışında ise aşırı soğutulmaktadır. Ayrıca, kompresördeki sıkıştırma izantropik değildir. Bu etkilerin sonucu olarak, soğutulan ortamdan çekilen ısı yüzde 7.1, kompresörü çalıştırmak için gerekli güçse yüzde 11.7 artmaktadır. Böylece, soğutma makinesinin etkinlik katsayısı 3.59'dan 3.44'e düşmektedir.

10-5 ■ DOĞRU SOĞUTUCU AKIŞKANIN SEÇİMİ

Bir soğutma sistemini tasarlarken kullanılabilecek birçok aracı akışkan vardır. Bunlar arasında Freonlar veya kloroflorokarbonlar (CFC), amonyak, propan, otan, etilen gibi hidrokarbonlar, karbon dioksit, uçakların iklimlendirmesinde kullanılan hava ve donma noktasının üzerindeki bazı uygulamalarda kullanılan su sayılabilir. Soğutucu akışkanın seçimi uygulamaya göre değişir. Yukarıda belirtilen soğutucu akışkanlardan freonlar (R-11, R-12, R-22 ve R-502) piyasada kullanılan soğutucu akışkanların en-büyük bölümünü oluşturmaktadır.

İlk ticari soğutucu akışkan, 1850'lerde yapılan buhar sıkıştırmalı sistemlerde kullanılan *etil eter*'di. Bunu amonyak, karbon dioksit, metil klorid, kükürt dioksit, bütan, otan, propan, izobütan, benzin, freonlar ve diğerleri izlemiştir.

Endüstriyel ve ticari kesimlerde, zehirleyici olmasına karşın, amonyak yaygın olarak kullanılmıştır. Amonyağın iyi tarafları arasında, ucuzluğu, daha yüksek etkinlik katsayılarına olanak sağlaması ve bu nedenle işletim giderlerinin az olması, termodinamik ve ısı geçişi özelliklerinin üstünlüğü, buna bağlı olarak daha küçük ve ucuz ısı değiştiricileri gerektirmesi, sızma durumunda kolayca belirlenmesi ve ozon tabakasına zarar vermemesi sayılabilir. Fakat, amonyağın zehirleyici olması kullanımını kısıtlayıcı bir unsurdur. Amonyak evlerde kullanılmaz ve daha çok meyve, sebze, et, balık gibi ürünlerin saklandığı soğutma depolarında, süt, peynir, bira ve şarap depolarında, düşük sıcaklıklarda soğutmanın gerektiği ilaç ve diğer endüstriyel soğutma uygulamalarında kullanılır. Yıllar önce küçük çaplı endüstri uygulamalarında ve evlerde kullanılan kükürt dioksit, etil klorid ve metil klorid gibi soğutucu akışkanların zehirleyici olmaları şaşırtıcıdır. 1920'lerde hastalık ve ölümle sonuçlanan olaylardan sonra, bu soğutucu akışkanların yasaklanması ve zehirleyici olmayan yenilerinin bulunması için bir kamuoyu oluşmuştu. 1928 yılında Frigidaire Şirketinin isteği üzerine, R-21 adlı soğutucu akışkan General Motors araştırma laboratuvarlarında, üç gün gibi kısa bir süre içinde geliştirildi. CFC ailesinin ilk üyesi olan R-21'den sonra, çeşitli soğutucu akışkanlar üzerinde çalışan araştırma ekibi, ticari kullanım açısından en uygun akışkan olarak R-12'de karar kıldı ve CFC ailesine "Freon" ticari adını verdi. R-11 ve R-12'nin seri üretimine 1931 yılında, General Motors ve E. I. du Pont deNemours şirketlerinin kurduğu bir ortaklık tarafından başlandı. CFC'lerin uygulama esnekliği ve ucuzluğu kısa sürede yaygın olarak kullanılmalarını sağladı. CFC'ler ayrıca spreylerde, köpük yalıtım malzemesinin üretiminde ve elektronik endüstrisinde temizleyici diye kullanılmaktadır.

R-11 daha çok, bina soğutma sistemlerinde yer alan büyük kapasiteli su soğutucularında kullanılmaktadır. R-12 buzdolaplarında, dondurucularda ve otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılmaktadır. R-22 pencere tipi iklimlendirme sistemlerinde, ısı pompalarında, büyük binaların ve endüstriyel kuruluşların soğutma sistemlerinde kullanılmakta ve amonyakla yarışmaktadır. R-115 ve R-22'nin bir karışımı olan R-502, süpermarketler gibi büyük ticari kuruluşlarda en çok kullanılan soğutucu akışkandır, çünkü tek kademe sıkıştırmayla oldukça düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarına olanak vermektedir.

Ozon krizi, soğutma ve iklimlendirme endüstrisinde bir dalgalanmaya yol açmış ve soğutucu akışkanların dikkatle gözden geçirilmesine neden olmuştur. 1970'lerin ortalarında CFC'lerin atmosferin ozon tabakasına zarar vererek morötesi ışınların geçmesini kolaylaştırdıkları ve kızılaltı ışınların geçmesini engelledikleri belirlenmiştir. Böylece CFC'lerin atmosferin sera etkisine ve yeryüzünün ısınmasına katkıda bulundukları anlaşılmıştır. Bunun sonucu olarak, birçok ülkede bazı CFC'lerin kullanımı giderek azaltılmaktadır veya yasaklanmıştır. Ozon tabakasına en büyük zararı R-11, R-12 ve R-115 verirken, R-22'nin verdiği zarar R-12'nin yüzde 5'i kadardır. Yeryüzünü zararlı morötesi ışınlardan koruyan ozon tabakasına zarar vermeyen CFC'ler geliştirilme aşamasındadırlar. Yeni geliştirilen ve klor içermeyen R-134a'nın R-12'nin yerini alması beklenmektedir.

Soğutucu akışkan seçiminde etkili olan iki parametre, soğutucu

akışkanın ısı alışverişinde bulunduğu iki ortamın, başka bir deyişle soğutulan ortamın ve çevrenin, sıcaklıklarıdır.

Birim zamanda yeterli ısı geçişi sağlayabilmek için, soğutucu akışkanla, ısı alışverişinde bulunduğu ortam arasında 5 ile 10 °C kadar bir sıcaklık farkının bulunması gerekir. Örneğin, soğutulan ortam –10 °C sıcaklıkta ise, buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkanın sıcaklığı –20 °C dolaylarında olmalıdır. Bir soğutma çevriminde en düşük basınç buharlaştırıcıda gerçekleşir ve çevrime hava sızmasını önlemek için bu basıncın atmosfer basıncının üzerinde olması gerekir. Bu nedenle, verilen örnekte soğutucu akışkanın –20 °C sıcaklıktaki doyma basıncı 1 atmosfer veya daha büyük olmalıdır. Amonyak ve R-12 (genellikle ticari adı olan Freon 12 adıyla bilinir) bu koşulu sağlamaktadırlar.

Yoğuşturucuda, soğutucu akışkanın sıcaklığı (ve böylece basıncı) ısı verilen ortamın sıcaklığıyla belirlenir. Yoğuşturucuda soğutma, hava yerine suyla yapılırsa daha düşük yoğuşma sıcaklıkları ve buna bağlı olarak daha yüksek etkinlik katsayıları elde edilebilir. Fakat büyük endüstriyel soğutma sistemleri dışında suyla soğutma ekonomik değildir. Soğutucu akışkanın yoğuşturucudaki sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının altına düşemez, bu değer bir ev buzdolabı için 20 °C dolaylarındadır. Soğutucu akışkanın bu sıcaklığa karşı gelen doyma basıncı, kritik basıncın çok altında olmalıdır. Böylece ısı verme işleminin yaklaşık izotermal olması sağlanabilir. Eğer bir akışkan tek başına belirtilen sıcaklık kısıtlarını sağlayamıyorsa, farklı akışkanlarla çalışan iki soğutma çevriminden oluşan bir sistem bu görevi yapabilir. Bu tür bir soğutma sistemi *ikili soğutma sistemi* diye adlandırılır ve bu bölümde daha sonra incelenecektir.

Soğutucu akışkanın zehirleyici olmaması, pas yapmaması, yanıcı olmaması, kimyasal bileşiminin sabit olması, buharlaşma entalpisinin yüksek olması ve doğal olarak ucuz ve kolaylıkla bulunabilir olması, gözönüne alınması gereken diğer etkenleridir.

Isı pompalarında, soğutucu akışkanın en düşük sıcaklığı (ve basıncı) çok daha yüksek olabilir, çünkü ısı çekilen ortamın sıcaklığı genellikle soğutma sistemlerinde karşılaşılan sıcaklıklardan daha yüksektir.

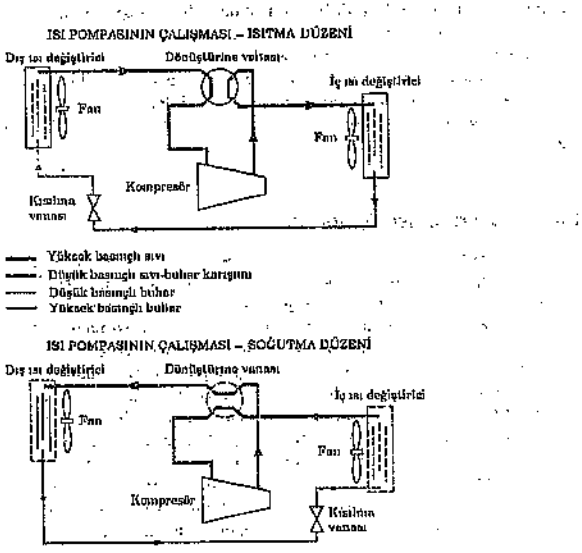
10-6 ■ ISI POMPASI SİSTEMLERİ

Isı pompalarının satın alma ve kurma bedelleri, diğer ısıtma sistemlerine oranla genellikle daha yüksektir, fakat uzun dönemde ısıtma faturalarının daha düşük olması, bu sistemlerin bazı bölgelerde kazançlı olmasını sağlar. Yüksek ilk yatırım giderlerine karşın ısı pompalarının kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. 1984 yılında ABD'de yapılan her üç evden birinde ısıtma sistemi olarak ısı pompası kullanılmıştır.

Isı pompaları için en çok kullanılan enerji kaynağı çevre havadır. Bu tür sistemler, hava kaynaklı ısı pompası sistemleri diye adlandırılır. Isı kaynağı olarak bazen su ve toprak da kullanılır. Kaynak olarak çevre havayı kullanan sistemlerde en büyük sorun, özellikle nemli yörelerde sıcaklık 2 ile 5 °C'un altına düştüğü zaman ortaya çıkan karlanmadır. Buharlaştırıcı boruları üzerinde karlanma istenmeyen bir olgudur, çünkü ısı geçişini önemli ölçüde engeller. Karlanma, sistemi soğutma düzeninde çalıştırarak çözülebilir (Şekil 10-9), fakat bu, sistemin etkinliğinin azalmasına neden olur. Su kaynaklı sistemler, genellikle 80 m'ye kadar inebilen derinliklerde bulunan 5 ile 18 °C sıcaklıkları arasındaki yeraltı veya kuyu sularından yararlanırlar. Bu sistemlerde karlanma sorunu yoktur ve etkinlik katsayıları daha yüksektir. Fakat sistem olarak daha karmaşık olup, yeraltı suyu gibi büyük miktarda bir su kütlesine kolay erişim gerektirirler. Toprak kaynaklı sistemler de karmaşıktır, çünkü yer altında toprak sıcaklığının sabit kaldığı derinliklerde uzun boruların yerleştirilmesini gerektirirler. Isı pompalarının etkinlik katsayıları, ısı kaynağına ve kullanılan sisteme bağlı olarak genellikle 1.5 ile 4 arasındadır. Hız kontrollu elektrik motorları kullanan yeni kuşak ısı pompalarının, eskilerine oranla en az iki kat daha etkin olduğu bildirilmektedir.

Hava kaynaklı ısı pompalarının ısıtma kapasitesi ve etkinliği, çevre sıcaklığının düşmesiyle hızla azalır. Bu bakımdan, bu tür ısı pompalarının kullanıldığı ısıtma sistemlerinde elektrikli ısıtıcı veya doğal gaz ısıtıcısı gibi ek bir sisteme gerek duyulur. Su ve toprak sıcaklıkları çok fazla değişmediği için, su kaynaklı veya toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde ek bir ısıtıcıya gerek yoktur. Fakat bu durumda ısı pompası, en yüksek ısı gereksinimini karşılayacak büyüklükte tasarlanmalıdır.

Isı pompaları ve klima sistemlerinin mekanik parçaları aynıdır. Bu nedenle bir evin ısıtma ve soğutmasını ayrı sistemlerle yapmak ekonomik değildir. Aynı sistem kışın ısıtma amacıyla, yazın da soğutma amacıyla kullanılabilir. Bunun için sisteme Şekil 10-9'da gösterildiği gibi bir



ŞEKİL 10-9
Isı pompası yazın bir evi soğutmak, kışın bir evi ısıtmak için kullanılabilir.

dönüştürme vanası konur. Bu düzenlemeyle, ısı pompasının içeride bulunan yoğuşturucusu, yazın soğutma sisteminin buharlaştırıcısı olarak görev yapar. Benzer biçimde, ısı pompasının dışarıda bulunan buharlaştırıcısı da yazın soğutma sisteminin yoğuşturucusu olarak görev yapar. Bu özelliği ısı pompasının diğer sistemlere göre bir üstünlüğüdür. Pencerelere yerleştirilen bu tür çift amaçlı sistemler apart otellerde kullanılmaktadır.

Isı pompalarının ekonomik açıdan en kazançlı olduğu yöreler, yazın soğutma yükünün büyük, kışın ısıtma yükünün küçük olduğu yörelerdir. Bu yörelerde ısı pompası konutların ve işyerlerinin ısıtma ve soğutma yüklerinin tümünü karşılayabilir. Öte yandan, yazın soğutmanın az, kışın ısıtmanın fazla olduğu yörelerde ısı pompasının ekonomik olması zordur.

10-7 ■ GELİŞMİŞ BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Yukarıda incelenen basit buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi en yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi olup soğutma uygulamalarının büyük çoğunluğu için yeterlidir. Basit buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri, ucuz ve güvenli olmalarının yanısıra hemen hemen hiç bakım gerektirmez (buzdolabı tamircisini en son ne zaman çağırmıştınız?). Fakat endüstri uygulamalarında basitlikten çok etkinlik önem kazanır. Bazı uygulamalar için basit buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi yetersizdir ve iyileştirilmesi gerekir. Aşağıda, etkinliği artırmak için yapılan düzenlemelerden birkaçı incelenecektir.

1 İkili Soğutma Sistemleri

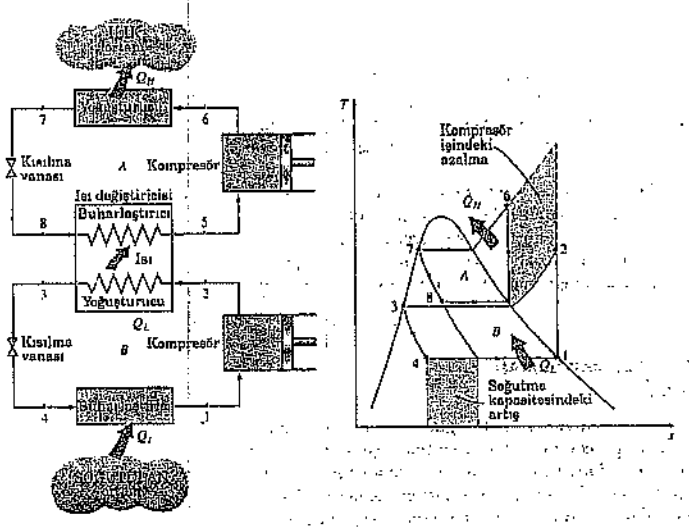
Bazı endüstri uygulamalarında düşük sıcaklıklarda soğutma gerekir ve uygulamanın sıcaklık aralığı, basit buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin etkin çalışabilmesi için çok büyük olabilir. Büyük bir sıcaklık aralığı aynı zamanda daha çok basınç kayıplarına yol açacak ve pistonlu kompresörün daha düşük bir verimle çalışmasına neden olacaktır. Bu gibi durumlarda başvurulan yöntemlerden biri soğutmayı iki kademede gerçekleştirmektir. Başka bir deyişle, birbiriyle bağlantılı çalışan iki soğutma çevrimi kullanmaktır. Bu çevrimlere **ikili soğutma çevrimleri** adı verilir.

İkili bir soğutma çevrimi Şekil 10-10'da gösterilmiştir. İki çevrimin bağlantısı, üst çevrimin (çevrim A) buharlaştırıcısı, alt çevrimin de (çevrim B) yoğuşturucusu işlevini gören, bir ısı değiştiricisi aracılığıyla olmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilir ve ısı değiştiricisinin iyi yalıtıldığı kabul edilirse, ısı değiştiricisinde alt çevrim akışkanının verdiği ısı, üst çevrim akışkanının aldığı ısıya eşit olacaktır. Buradan yola çıkarak her iki çevrimdeki soğutucu akışkan debileri ve ikili çevrimin etkinlik katsayısı hesaplanabilir:

$$\dot{m}_A(h_6 - h_5) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \longrightarrow \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_6 - h_5} \qquad (10\text{-}9)$$

ve

$$\mathrm{COP}_{\mathrm{SM,\,ikili}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\mathrm{net},g}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)} \qquad (10\text{-}10)$$



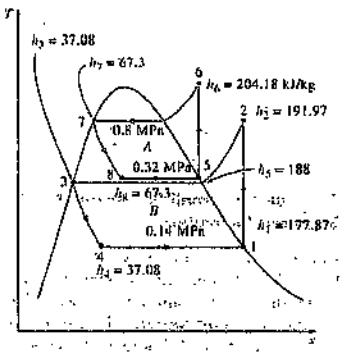
ŞEKİL 10-10
Her iki kademede de aynı soğutucu akışkanın kullanıldığı bir ikili soğutma sistemi.

Şekil 10-10'da gösterilen ikili çevrimde, çevrimlerdeki soğutucu akışkanların aynı olduğu kabul edilmiştir. Bunun böyle olması zorunlu değildir, çünkü akışkanlar ısı değiştiricisinde karışmamaktadır. Böylece her çevrimde istenen özelliklere sahip farklı akışkanlar kullanılabilir. Bu durumda T-s diyagramında her akışkan için doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerini gösteren farklı bir çan eğrisi bulunacaktır. Ayrıca gerçek ikili soğutma çevriminde, çevrimlerin sıcaklık sınırları az da olsa içiçe girecektir, çünkü ısı değiştiricisinde ısı geçişinin olabilmesi için bir sıcaklık farkına gerek vardır.

Şekil 10-10'dan açıkça görüldüğü gibi, ikili çevrim kullanılması sonucunda kompresör işi azalır ve buharlaştırıcıda soğutulan ortamdan çekilen ısı artar. Bu nedenle etkinlik katsayısı da artar. Bazı soğutma sistemlerinde birbiriyle bağlantılı çalışan çevrim sayısı ikiden çok olabilmektedir.

ÖRNEK 10-3

İkili bir soğutma sistemi 0.8 MPa ve 0.14 MPa basınç sınırları arasında çalışmaktadır. Sistemin her iki çevrimi de ideal buhar sıkıştırmalı çevrim olup soğutucu akışkan-12 ile çalışmaktadır. Alt çevrimden üst çevrime ısı geçişi adyabatik ters akışlı bir ısı değiştiricisinde olmaktadır. Her iki akış da ısı değiştiricisine yaklaşık 0.32 MPa basınçta girmektedir. (Gerçek uygulamada alt çevrimin akışkanı ısı geçişinin olabilmesi için biraz daha yüksek basınç ve sıcaklıkta olacaktır). Üst çevrimde dolaşan akışkanın debisi 0.05 kg/s olduğuna göre, (*a*) alt çevrimde dolaşan akışkanın debisini, (*b*) soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısıyı ve çevrimin gerektirdiği gücü, (*c*) ikili soğutma sisteminin etkinlik katsayısını hesaplayın.



ŞEKİL 10-11
Örnek 10-3'te incelenen ikili soğutma çevriminin *T-s* diyagramı.

Çözüm İkili soğutma çevriminin *T-s* diyagramı Şekil 10-11'de gösterilmiştir. Bu diyagramda A üst çevrim, B ise alt çevrimdir. İdeal buhar sıkıştırmalı çevrimlerde sıkıştırma işlemi izantropiktir, soğutucu akışkan kompresöre buharlaştırıcı basıncında doymuş buhar halinde girer ve yoğuşturucudan yoğuşturucu basıncında doymuş sıvı halinde çıkar.

Soğutucu akışkanın sözkonusu 8 haldeki entalpileri tablolardan okunabilir. Bu değerler belirlenerek *T-s* diyagramı üzerinde gösterilmiştir.

(a) Alt çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın debisi, ısı değiştiricisine enerjinin korunumu denklemini uygulayarak bulunur:

$$\cancel{\dot{Q}}^{\,0} - \cancel{\dot{W}}^{\,0} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_g h_g$$

Isı değiştiricisi adyabatik olduğu için, $\dot{Q} = 0$, iş etkileşimi olmadığı için, $\dot{W} = 0$ olmaktadır. Bu durumda,

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3)$$

$$(0.05 \text{ kg/s})[(188.00 - 67.3) \text{ kJ/kg}] = \dot{m}_B[(191.97 - 37.08) \text{ kJ/kg}]$$

$$\dot{m}_B = 0.039 \text{ kg/s}$$

(b) İkili çevrimin soğutulan ortamdan çektiği ısı, alt çevrimin buharlaştırıcısında ortamdan çekilen ısıdır. İkili çevrimin gereksindiği güç ise iki çevrim için gerekli kompresör güçlerinin toplamı olacaktır:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_B(h_1 - h_4) = (0.039 \text{ kg/s})[(191.97 - 177.87) \text{ kJ/kg}] = 5.49 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_g = \dot{W}_{k,B} + \dot{W}_{k,A}$$
$$= \dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)$$
$$= (0.05 \text{ kg/s})[(204.18 - 188) \text{ kJ/kg}]$$
$$+ (0.039 \text{ kg/s})[(191.97 - 177.87) \text{ kJ/kg}]$$
$$= 1.36 \text{ kW}$$

(c) İkili soğutma sisteminin etkinlik katsayısı, birim zamanda soğutulan ortamdan çekilen ısıyı çevrimin tükettiği net güce bölerek hesaplanır:

$$\text{COP}_{SM} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net,\,g}} = \frac{5.49 \text{ kW}}{1.36 \text{ kW}} = 4.04$$

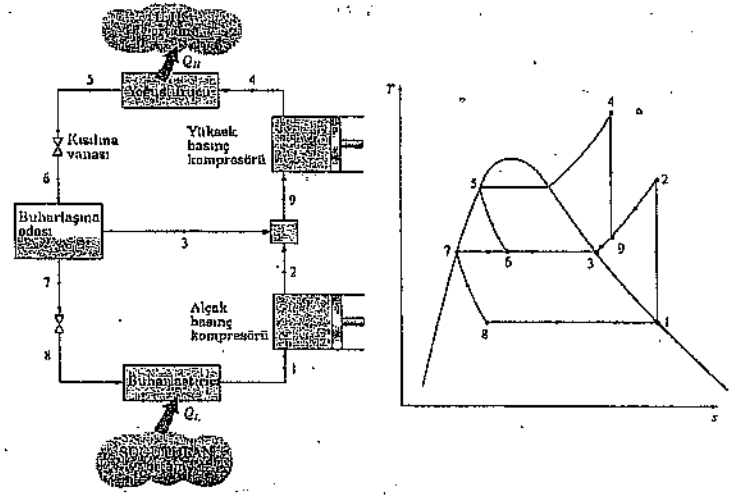
Bu problem 10-1 numaralı örnekte basit ideal buhar sıkıştırmalı (tek kademeli) çevrim için çözülmüş ve etkinlik katsayısı 3.59 olarak bulunmuştu. Görüldüğü gibi ikili çevrim aynı koşullardaki basit çevrime oranla daha etkindir. Kademe sayısı arttıkça, başka bir deyişle üçlü, dörtlü çevrimler için etkinlik katsayısı daha da artacaktır.

2 Çok Kademeli Sıkıştırma Yapılan Soğutma Sistemleri

İkili soğutma sisteminde, çevrimlerde aynı akışkan dolaşıyorsa, çevrimleri birbirine bağlayan ısı değiştiricisi yerine ısı alışverişinin daha iyi sağlandığı bir karışma odası veya *buharlaşma odası* kullanılabilir. Bu tür sistemler **çok kademeli sıkıştırma yapılan soğutma sistemleri** diye adlandırılır. İki kademeli sıkıştırma sıkıştırma yapılan bir soğutma sistemi Şekil 10-12'de gösterilmiştir.

Bu sistemde, sıvı soğutucu akışkan, birinci kısılma vanasında buharlaşma odası basıncına genişler. Bu basınç iki sıkıştırma kademesi arasındaki basınca eşittir. Ani genişlemeden dolayı, sıvının bir bölümü buharlaşır. Buharlaştırma odasından alınan doymuş buhar (3 hali), alçak basınç kompresöründen çıkan aynı basınçtaki kızgın buharla (2 hali) karıştırılarak, 9 halinde yüksek basınç kompresörüne girer. Bu bir bakıma, buharlı güç çevrimlerinde açıklanan rejenerasyon (ara buhar alma) işlemini andırır. Buharlaştırma odasının altında biriken doymuş sıvı (7 hali), ikinci kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcıya girer ve burada soğutulan ortamdan ısı çeker.

ŞEKİL 10-12
Buharlaşma odalı, iki kademeli sıkıştırmalı bir soğutma sistemi.



Bu sistemdeki sıkıştırma işlemi, ara soğutmalı, iki kademeli bir sıkıştırmaya benzemektedir. Bunun sonucu olarak kompresör işi azalır. *T-s* diyagramındaki alanları yorumlarken dikkatli olmak gerekir, çünkü çevrimin iki bölümünde dolaşan akışkan debileri farklıdır.

ÖRNEK 10-4

İki kademeli sıkıştırma yapılan bir soğutma sistemi 0.8 MPa ve 0.14 MPa basınç sınırları arasında çalışmaktadır. Çevrimde soğutucu akışkan 12 kullanılmaktadır. Yoğuşturucudan doymuş sıvı halinde çıkan soğutucu akışkan, kısılarak 0.32 MPa basınçta çalışan buharlaşma odasına girmekte, basınç düşmesi nedeniyle akışkanın bir bölümü buharlaşmaktadır. Buharlaşma odasından ayrılan buhar, alçak basınç kompresöründen çıkan kızgın buharla karıştırılmakta ve yüksek basınç kompresörüne girmektedir. Buharlaşma odasından ayrılan sıvı ise ikinci bir kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcıya girmektedir. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıktığını ve kompresörlerdeki sıkıştırmanın izantropik olduğunu kabul ederek, (*a*) buharlaşma odasında buharın toplam kütleye oranını, (*b*) yoğuşturucudan geçen birim akışkan kütlesi için soğutulan ortamdan çekilen ısıyı ve yapılan toplam sıkıştırma işini, (*c*) çevrimin etkinlik katsayısını hesaplayın. Buharlaşma odasını adyabatik kabul edin.

Çözüm İkili kademeli sıkıştırma yapılan soğutma çevrimi Şekil 10-13'te *T-s* diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Çeşitli hallere ilişkin entalpi değerleri soğutucu akışkan 12 tablolarından okunarak bu diyagram üzerinde belirtilmiştir.

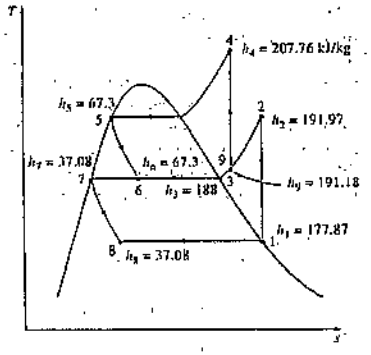
(*a*) Soğutucu akışkanın buharlaşma odasında buharlaşan bölümü, 6 halindeki kuruluk derecesidir:

$$x_6 = \frac{h_6 - h_f}{h_{fg}} = \frac{67.3 - 37.08}{150.92} = 0.200$$

Aynı sonuç buharlaşma odasına birinci yasayı uygulayarak da bulunur.

(*b*) Yoğuşturucudan geçen birim akışkan kütlesi için soğutulan hacimden çekilen ısı, buharlaştırıcıya birinci yasa uygulanarak bulunur:

$$q_L = (1 - x_6)(h_1 - h_8)$$
$$= (1 - 0.2)[(177.87 - 37.08)\ \text{kJ/kg}] = 112.63\ \text{kJ/kg}$$



ŞEKİL 10-13
Örnek 10-4'te incelenen iki kademeli, sıkıştırmalı soğutma sisteminin *T-s* diyagramı.

Yoğuşturucudan geçen birim akışkan kütlesi için toplam sıkıştırma işi aşağıdaki bağıntıyla verilir:

$$w_g = w_{\text{kl},g} + w_{\text{kll},g} = (1 - x_6)(h_2 - h_1) + (1)(h_4 - h_9)$$

Soğutucu akışkanın 9 halindeki entalpisi, karışma odasına enerjinin korunumu ilkesini uygulayarak hesaplanır:

$$\dot{\not{Q}}^{\,0} - \dot{W}^{\,0} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{m}_g h_g$$

$$(1)h_9 = x_6 h_3 + (1 - x_6)h_2$$

$$h_9 = (0.2)(188.00) + (1 - 0.2)(191.97) = 191.18\ \text{kJ/kg}$$

9 halinde basınç ve entalpi bilindiğine göre, $s_9 = 0.7074$ kJ/(kg · K) olur. 4 halinde basınç ve entropi ($s_4 = s_9$) bilinmektedir, bu nedenle $h_4 = 207.76$ kJ/kg olarak bulunur. Bu değerler yukarıdaki denklemde yerlerine konursa,

$$w_g = (1 - 0.2)[(191.97 - 177.87)\ \text{kJ/kg}] + (207.76 - 191.18)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 27.86\ \text{kJ/kg}$$

elde edilir.

(*c*) Etkinlik katsayısı,

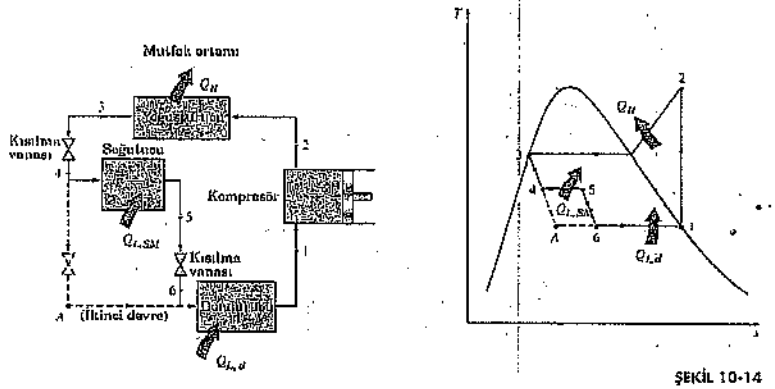
$$\text{COP}_{SM} = \frac{q_L}{w_g} = \frac{112.63\ \text{kJ/kg}}{27.86\ \text{kJ/kg}} = 4.04$$

olarak bulunur. Bu problem 10-1 numaralı örnekte basit buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi için (COP = 3.59) , 10-3 numaralı örnekte de ikili soğutma çevrimi için (COP = 4.04) çözülmüştü. Dikkat edilirse kademeli sıkıştırma yapılan soğutma çevriminin etkinlik katsayısı basit çevrime göre yükselmekte, fakat ikili soğutma çevrimiyle arasında hiçbir fark bulunmamaktadır.

3 Tek Kompresörlü, Çok Amaçlı Soğutma Sistemleri

Bazı uygulamalarda, aynı soğutma sistemi içinde, farklı sıcaklıklarda birden çok ortamın soğutulması gerekebilir. Akla ilk gelen çözüm her buharlaştırıcı için ayrı bir kısılma vanası ve ayrı bir kompresör kullanmaktır. Fakat bu çözüm karmaşık ve hacimli bir sisteme yol açacak, büyük bir olasılıkla ekonomik olmayacaktır. Daha uygun bir çözüm, buharlaştırıcılardan çıkan tüm akışları tek bir kompresöre yönlendirmek ve sistemin tüm sıkıştırma işini bu kompresörde gerçekleştirmektir.

Bir soğutucu-dondurucu birimi (buzdolabı) ele alınsın. Birimin basitleştirilmiş bir genel çizimi ve çevrimin *T-s* diyagramı Şekil 10-14'te gösterilmiştir. Soğutucu bölümünde soğutulan ürünlerin çoğunun içerdikleri su miktarı fazladır ve ortamın donma sıcaklığının üzerinde, yaklaşık 5 °C sıcaklıkta tutulması gerekir. Dondurucu bölmesinde ise sıcaklık yaklaşık –15 °C'dir. İyi bir ısı geçişinin olması için soğutucu akışkanın dondurucuya yaklaşık –25 °C sıcaklıkta girmesi gerekir. Eğer bir kısılma vanası ve bir buharlaştırıcı kullanılırsa, soğutucu akışkan soğutucu bölümünde de –25 °C sıcaklıkta dolaşacak, akışkanın geçtiği boruların çevresinde buz oluşarak gıda maddelerinin su yitirmesine yol açacaktır. İstenmeyen bu durum, soğutucu akışkanı iki aşamalı bir kı-



ŞEKİL 10-14

Dondurucusu olan tek kompresörlü bir soğutma makinesinin düzeni ve T-s diyagramı.

sılma işleminden geçirerek önlenebilir. Soğutucu akışkan önce soğutucu bölme içindeki sıcaklığa karşı gelen daha yüksek bir basınca, daha sonra da dondurucu basıncına (buna bağlı olarak sıcaklığına) kısılabilir. Dondurucu bölümünden çıkan soğutucu akışkan daha sonra tek bir kompresör tarafından yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır.

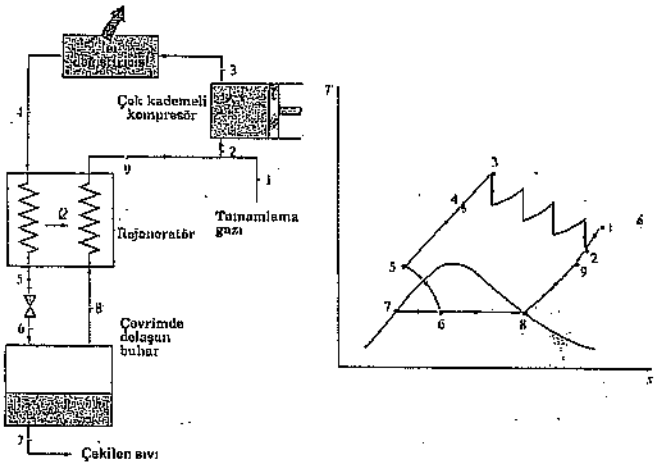
4 Gazların Sıvılaştırılması

Gazların sıvılaştırılması, soğutma uygulamalarının her zaman önemli bir bölümünü oluşturmuştur, çünkü bilimsel araştırma ve mühendislikle ilgili birçok işlem (proses), kriyojenik sıcaklıklarda (–100 °C'nin altında) gerçekleşir ve sıvılaştırılmış gazların kullanılmasına dayanır. Örnek olarak, oksijen ve azotun havadan ayrılması, roketler için sıvı yakıtların hazırlanması, çok düşük sıcaklıklarda malzemelerin özeliklerinin araştırılması, süper iletkenlikle ilgili araştırmalar gösterilebilir.

Kritik sıcaklığın üzerindeki sıcaklıklarda, bir madde sadece gaz fazında bulunabilir. Sıvılaştırılarak kullanılan üç önemli gaz, helyum, hidrojen ve azotun kritik sıcaklıkları sırasıyla, –268 °C, –240 °C, –147 °C'dur. Bu nedenle bu maddelerden hiçbiri çevre koşullarında sıvı değildir. Daha da önemlisi, yukarıda belirtilen çok düşük sıcaklıkların yaygın olarak kullandığımız soğutma yöntemleriyle elde edilmesi olanaksızdır. Bu durumda gazların sıvılaştırılmasıyla ilgili olarak yanıtlanması gereken soru şudur: *Bir gazı kritik sıcaklığının altındaki bir sıcaklığa nasıl soğutabiliriz?*

Gazların sıvılaştırılması için başarıyla kullanılan bazıları basit, diğerleri daha karmaşık birkaç çevrim vardır. Aşağıda, genel çizimi ve T-s diyagramı Şekil 10-15'te gösterilen, Linde-Hampson çevrimi incelenmiştir.

Çevrimde dolaşan gaz (9 hali) ile, çevrimden çekilen sıvılaştırılmış gazın yerine çevrime eklenen tamamlama gazı (1 hali) karıştırılarak, 2 halinde çok kademeli kompresöre gönderilir ve 3 haline sıkıştırılır. Ara-soğutma nedeniyle sıkıştırma yaklaşık olarak sabit sıcaklıkta gerçekleşir. Yüksek basınçlı gaz bir ısı değiştiricisi veya ayrı bir soğutma sistemi



ŞEKİL 10-15

Gazları sıvılaştırmak için Linde-Hampson yöntemi.

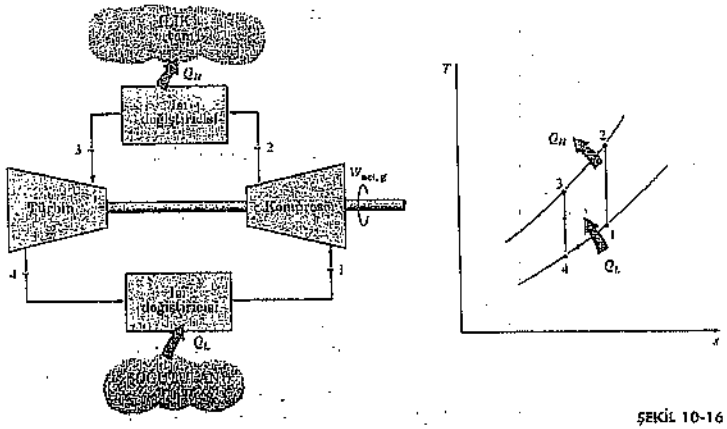
minde 4 haline soğutulur ve ters akışlı bir ısı değiştiricisinde (rejeneratörde), çevrimde dolaşan soğuk gaza ısı vererek 5 haline gelir. Son olarak gaz, doymuş sıvı-buhar karışımı olan 6 haline kısılır. 7 halindeki sıvı kullanım için ayrılır, 8 halindeki buhar ise yeniden çevrime döner ve rejeneratörden geçerek 9 haline gelir. Çevrim sürekli akışlı bir sistemde tekrarlanır.

Gazların sıvılaştırılması için kullanılan bu çevrim ve diğerleri gazların dondurulması veya katılaştırılması için de kullanılabilir.

10-8 ■ GAZ AKIŞKANLI SOĞUTMA ÇEVRİMLERİ

Bu bölümün başında, güç çevrimlerini karşılaştırmak için bir standart oluşturan Carnot çevrimiyle soğutma çevrimleri için aynı işlevi gören ters Carnot çevriminin aynı hal değişimlerinden oluştuğu, fakat bu hal değişimlerinin ters yönde gerçekleştiği belirtilmişti. Buradan yola çıkarak, daha önceki bölümlerde incelenen güç çevrimlerinin, ters yönde gerçekleştirilerek, soğutma çevrimi olabilecekleri düşünülebilir. Gerçekten de, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, ters yönde çalışan bir Rankine çevriminin benzeridir. Bir başka örnek, Stirling soğutma makinelerinin dayandığı ters Stirling çevrimidir. Bu bölümde gaz akışkanlı soğutma çevrimi diyo bilinen ters Brayton çevrimi incelenecektir.

Gaz akışkanlı soğutma çevrimi Şekil 10-16'da gösterilmiştir. Çevre sıcaklığı T_0 olup, soğutulan ortam T_L sıcaklığındadır. Gaz 1-2 hal değişimi sırasında sıkıştırılır. Kompresörden çıktığında (2 hali), basıncı ve sıcaklığı yüksek olan gaz, daha sonra sabit basınçta çevreye ısı vererek T_0 sıcaklığına soğur. Bu işlemi, türbinde genişleme izler ve genişleme



ŞEKİL 10-16
Basit gaz akışkanlı soğutma çevrimleri.

sonunda gazın sıcaklığı T_4'e düşer. (Bu soğutma etkisi, türbin yerine bir kısılma vanası kullanarak gerçekleştirilebilir mi?) Son olarak gaz, soğutulan ortamdan ısı çekerek T_1 sıcaklığına yükselir.

Yukarıda belirtilen hal değişimlerinin tümü içten tersinirdir, bu nedenle çevrim *ideal* gaz akışkanlı soğutma çevrimi diye bilinir. Gerçek gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinde, sıkıştırma ve genişleme izantropik değildir, ayrıca sonlu büyüklükte bir ısı değiştiricisi için, T_3 sıcaklığı, T_0 sıcaklığından daha yüksek olur.

T-s diyagramında 4-1 eğrisi altında kalan alan, soğutulan ortamdan çekilen ısıyı göstermektedir. 1-2-3-4-1 hallerinin çevrelediği alan ise çevrime giren net işi simgeler. Bu alanların birbirine oranı, çevrimin etkinlik katsayısıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilir:

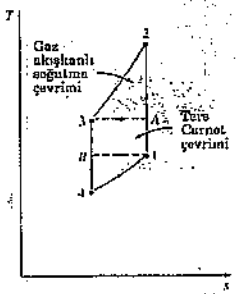
$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{q_L}{w_{\text{net, g}}} = \frac{q_L}{w_{\text{k, g}} - w_t} \tag{10-11}$$

Burada,

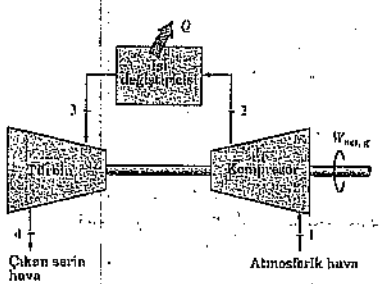
$$q_L = h_1 - h_4$$
$$w_t = h_3 - h_4$$
$$w_{\text{k, g}} = h_2 - h_1$$

olmaktadır.

Gaz akışkanlı soğutma çevrimi, ters Carnot çevriminden farklıdır, çünkü ısı geçişinin olduğu hal değişimleri sabit sıcaklıkta değildir. Hatta, gaz sıcaklığı ısı geçişi sırasında önemli ölçüde değişir. Bunun bir sonucu olarak, gaz akışkanlı soğutma çevriminin etkinlik katsayısı, gerek buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminden, gerekse ters Carnot çevriminden daha düşüktür. Bu durum Şekil 10-17'de verilen T-s diyagramından da açıkça görülmektedir. Ters Carnot çevrimi daha az net iş gerektirirken (1*A*3*B*1 alanı), daha çok soğutma yapmaktadır (*B*1 altındaki alan).



ŞEKİL 10-17
Ters Carnot çevrimi daha az işle (1*A*3*B* alanı) daha çok soğutma (*B*1 altında kalan alan) sağlar.



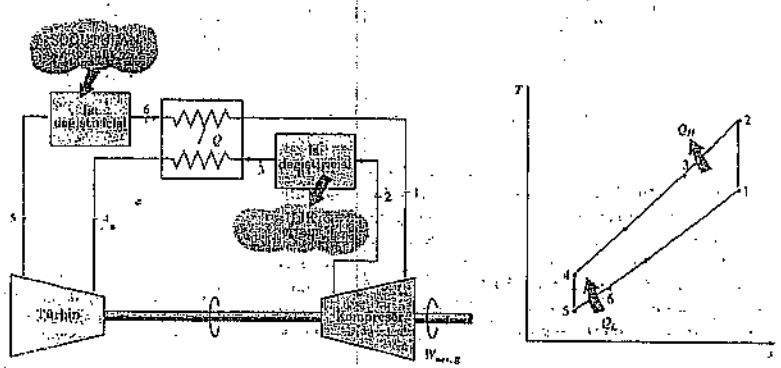
ŞEKİL 10-18
Açık çevrime göre çalışan, uçak kabin soğutma sistemi.

Gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinin etkinlik katsayıları düşüktür, fakat bu çevrimlerin iki önemli özelliği vardır. İlk olarak, bu çevrime göre çalışan makineler daha basit ve hafif elemanlar gerektirirler, bu bakımdan uçaklarda soğutma için elverişlidirler.

İkinci olarak, rejeneratör eklenerek, gazların sıvılaştırılması veya kriyojenik uygulamalar için kullanılabilirler. Açık çevrime göre çalışan bir uçak soğutma sistemi Şekil 10-18'de gösterilmiştir. Bu sistemde çevre hava, kompresörde sıkıştırıldıktan sonra, çevreye ısı vererek soğutulur ve bir türbinde genişletildikten sonra uçağın içine (kabine) gönderilir.

Rejeneratörlü gaz akışkanlı soğutma çevrimi, Şekil 10-19'da gösterilmiştir. Çevrime eldenen ters akışlı bir ısı değiştiricisi (rejeneratör) ile çevrim içinde soğutma sağlanmaktadır. Çevrim içinde soğutma yapılmadan elde edilebilecek en düşük türbin giriş sıcaklığı, çevre veya daha başka bir soğutma ortamının sıcaklığı T_0'dır. Çevrim içinde soğutma yapıldığı zaman, yüksek basınçlı gazın sıcaklığı, türbindeki genişlemeden önce, T_6 sıcaklığına kadar düşürülebilir. Türbin giriş sıcaklığının düşürülmesi, çevrimin en düşük sıcaklığı olan türbin çıkış sıcaklığının da kendiliğinden düşmesine neden olur. Bu işlem tekrarlanarak çok düşük sıcaklıklar elde edilebilir.

ŞEKİL 10-19
Rejeneratörlü gaz akışkanlı soğutma çevrimi.



ÖRNEK 10-5

Havayla çalışan gaz akışkanlı ideal bir soğutma çevriminde, –23 °C sıcaklıktaki bir ortamdan ısı çekilirken 27 °C sıcaklıktaki çevreye ısı verilmektedir. Kompresörün sıkıştırma oranı 4 olup, çevrimde dolaşan havanın debisi 0.05 kg/s'dir. (*a*) Çevrimin en yüksek ve en düşük sıcaklıklarını, (*b*) etkinlik katsayısını, (*c*) soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısıyı hesaplayın.

Çözüm Çevrimin *T-s* diyagramı Şekil 10-20'de gösterilmiştir. Çevrim ideal olduğu için türbin ve kompresörün izantropik oldukları ve havanın türbine çevre sıcaklığı olan 27 °C'de girdiği kabul edilebilir. Verilen koşullarda, hava mükemmel gaz alınabilir. (*a*) Çevrimin en yüksek ve en düşük sıcaklıkları, mükemmel gazlar için izantropik bağıntıları, sıkıştırma ve genişleme işlemlerine uygulayarak hesaplanabilir:

$$T_1 = 250\ \text{K} \longrightarrow h_1 = 250.05\ \text{kJ/kg} \qquad P_{r1} = 0.7329 \qquad \text{(Tablo A-17)}$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (4)(0.7329) = 2.9316 \longrightarrow \begin{cases} h_2 = 372.08\ \text{kJ/kg} \\ T_2 = 371.4\ \text{K} \end{cases}$$

$$T_3 = 300\ \text{K} \longrightarrow h_3 = 300.19\ \text{kJ/kg} \qquad P_{r3} = 1.386$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = (0.25)(1.386) = 0.3465 \longrightarrow \begin{cases} h_4 = 201.6\ \text{kJ/kg} \\ T_4 = 201.6\ \text{K} \end{cases}$$

Bu nedenle, çevrimin en yüksek ve en düşük sıcaklıkları, 371.4 K veya 94.4 °C ve 201.6 K veya –71.4 °C olmaktadır.

(*b*) Gaz akışkanlı bu soğutma çevriminin etkinlik katsayısı 10-11 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{q_L}{w_{\text{net},g}} = \frac{q_L}{w_{k,g} - w_t}$$

Burada,

$$q_L = h_1 - h_4 = 250.05 - 201.6 = 48.45\ \text{kJ/kg}$$
$$w_t = h_3 - h_4 = 300.19 - 201.6 = 98.59\ \text{kJ/kg}$$
$$w_{k,g} = h_2 - h_1 = 372.08 - 250.05 = 122.03\ \text{kJ/kg}$$

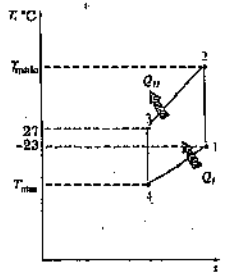
olmaktadır. Böylece, $\text{COP}_{\text{SM}} = \dfrac{48.45}{122.03 - 98.59} = 2.07$

bulunur. Aynı koşullarda çalışan, buhar sıkıştırmalı ideal soğutma çevriminin etkinlik katsayısının 3'ten daha büyük olacağı not edilmelidir.

(*c*) Soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı,

$$\dot{Q}_{\text{soğutma}} = \dot{m}(q_L) = (0.05\ \text{kg/s})(48.45\ \text{kJ/kg}) = 2.42\ \text{kW}$$

olarak hesaplanır.



ŞEKİL 10-20
Örnek 10-5'te incelenen ideal gaz akışkanlı soğutma çevriminin *T-s* diyagramı.

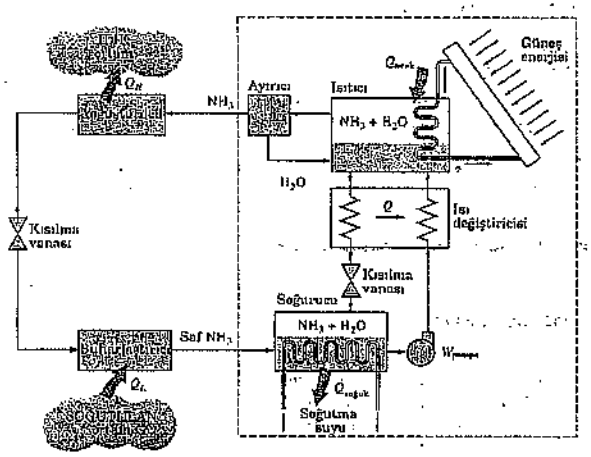
10-9 ■ SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Sıcaklığı 100 °C ile 200 °C arasında olan ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman, ekonomik açıdan kazançlı olabilecek bir başka soğutma yöntemi **soğurmalı (absorpsiyonlu) soğutmadır.** Ucuz ısı kaynakları arasında, jeotermal enerji, güneş enerjisi, buhar santrallerinin atık ısıları sayılabilir.

Adından da anlaşılacağı gibi, soğurmalı soğutma sistemlerinde *soğutucu akışkanın* bir ikinci akışkan içinde soğurulması sözkonusudur. En yaygın kullanılan soğurmalı soğutma sistemi, amonyak su sistemidir. Bu sistemde soğutucu akışkan olan amonyak (NH_3), su (H_2O) tarafından soğurulur. Diğer soğurmalı soğutma sistemleri arasında, suyun soğutucu akışkan olduğu, su lityum bromür ve su lityum klorür sistemleri vardır. Son iki sistemin uygulama alanı, soğutma sıcaklıklarının 0 °C'nin üzerinde olduğu yaz iklimlendirmesiyle sınırlıdır.

Soğurmalı soğutmanın temel ilkeleri, Şekil 10-21'de gösterilen NH_3-H_2O sistemi üzerinde açıklanabilir. Amonyak su soğutma makinesinin patenti, 1859 yılında Fransız Ferdinand Carre tarafından alınmıştır. Birkaç yıl içinde ABD'de de bu tür makineler buz yapmak ve gıdaları soğutmak amacıyla yapılmaya başlanmıştır. Şekil 10-21 incelendiği zaman, bu sistemin buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine çok benzediği, sadece kompresörün yerini karmaşık bir soğurma mekanizmasının aldığı görülür. Soğurma mekanizması içinde soğurucu, pompa, ısıtıcı, ısı değiştirici, kısılma vanası ve ayırıcı vardır. Tüm bu mekanizmanın NH_3'ün basıncını yükseltmek için bir araya getirildiği gözlenmektedir, gerçekten de amaç sadece budur. NH_3, basıncı bu kutu içinde yükseltildikten sonra yoğuşturucuda soğutularak yoğuşturulmakta, buharlaştırıcı basıncına kısılmakta ve buharlaştırıcıdan geçerken soğutulan ortamdan ısı çekmektedir. Çevrimin bu bölümü daha önce görülenlerden farklı değildir. Kutu içinde olanlar ise şöyledir:

Amonyak buharı, buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra soğurucuya girer, burada su içinde soğurularak ve suyla kimyasal reaksiyona girerek $NH_3 \cdot H_2O$ çözeltisini oluşturur. Bu reaksiyon ekzotermik, başka bir deyişle ısı veren bir reaksiyondur. H_2O içinde soğrulabilen NH_3 miktarı, sıcaklıkla ters orantılıdır. Bu nedenle, soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak ve buna bağlı olarak soğurulabilen NH_3 miktarını artır-



ŞEKİL 10-21
Amonyak-su soğurmalı soğutma çevrimi.

mak için soğurucudan ısı çekilir. Amonyak bakımından zengin olan NH_3-H_2O çözeltisi daha sonra ısıtıcıya pompalanır. Çözelti, ısıtıcıda dış kaynaktan sağlanan ısıyla buharlaştırılır ve ayırıcıya girer. Burada su, amonyak bakımından zengin olan buhardan ayrılarak ısıtıcıya geri döner, saf amonyak buharı ise yoğuşturucuya geçerek çevrimi sürdürür. Isıtıcıda kalan, amonyak bakımından zayıf NH_3-H_2O çözeltisi, bir ısı değiştiricisinden geçer, pompadan çıkan çözeltiye bir miktar ısı verir ve daha sonra soğurucu basıncına kısılır.

Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemiyle karşılaştırıldığı zaman soğurmalı sistemin önemli bir üstünlüğü göze çarpmaktadır: Bu sistemde buhar yerine sıvı sıkıştırılmaktadır. Sürekli akış işi özgül hacimle orantılı olduğu için, soğurmalı sistemin gerektirdiği iş çok küçüktür. Bu sistemlerin çalışması dış kaynaktan sağlanan ısıya dayanır. İş, ısıtıcıda çevrime sağlanan ısının yüzde biri mertebesinde olup, çevrimin termodinamik çözümlemesinde genellikle ihmal edilir. Soğurmalı sistemlerde çevrimi çalıştıran enerji ısıdır. Oysa buhar sıkıştırmalı sistemlerde çevrimi çalıştıran enerji *elektriktir* (iştir). Bu üstünlüğe karşılık soğurmalı soğutma sistemleri büyük hacimli, karmaşık ve pahalıdır. Ancak ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman ekonomik açıdan kazançlı olabilirler. Bu sistemler genellikle endüstri uygulamalarında kullanılır.

Soğurmalı soğutma sisteminin etkinlik katsayısı aşağıda tanımlanmıştır:

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{ısıtıcı}} + W_{\text{pompa, g}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{ısıtıcı}}} \quad (10\text{-}12)$$

Soğurmalı bir sistemin sahip olabileceği en büyük etkinlik katsayısı, çevrimin tümden tersinir olması durumunda sağlanır. Bu durumda çevrimde tersinmezlikler yoktur ve çevrimin ısı alışverişleri diferansiyel sıcaklık farklarında gerçekleşir. Çevrime dış kaynaktan sağlanan ısının ($Q_{\text{ısıtıcı}}$) bir Carnot ısı makinesine verildiği düşünülsün. Bu makinenin ürettiği iş ($W = \eta_{\text{th, C}} Q_{\text{ısıtıcı}}$) ile bir Carnot soğutma makinesi çalıştırılarak soğutulan ortamdan,

$$Q_L = W \times \text{COP}_{\text{SM, C}} = \eta_{\text{th, C}} Q_{\text{ısıtıcı}} \text{COP}_{\text{SM, C}}$$

miktarda ısı çekilebilir. Bu durumda tümden tersinir soğurmalı soğutma sisteminin etkinlik katsayısı,

$$\text{COP}_{\text{SM, tr}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{ısıtıcı}}} = \eta_{\text{th, C}} \text{COP}_{\text{SM, C}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{ısıtıcı}}}\right)\left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \quad (10\text{-}13)$$

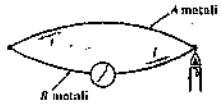
olur. Burada T_L, T_0 ve $T_{\text{ısıtıcı}}$ sırasıyla soğutulan ortamın, çevrenin ve ısıtıcının sıcaklıkları olmaktadır. $T_{\text{ısıtıcı}}$ sıcaklığındaki bir kaynaktan ısı sağlayıp, T_L sıcaklığındaki bir ortamdan ısı çeken ve T_0 sıcaklığındaki bir çevrede çalışan soğurmalı soğutma makinesinin etkinlik katsayısı 10-13 numaralı denklemle verilen değerden daha küçük olacaktır. Örnek olarak ısı kaynağının sıcaklığı 120 °C, soğutulan ortamın sıcaklığı −10 °C, çevre sıcaklığı 25 °C alınırsa, soğurmalı soğutma sisteminin etkinlik katsayısı en fazla 1.8 olabilir. Gerçek soğurmalı soğutma sistemlerinin etkinlik katsayıları genellikle 1'in altındadır.

Özellikle açık arazide kullanım için elverişli bir başka soğurmalı soğutma sistemi, propan ısıtıcıyla çalışan ve pompanın yerini üçüncü bir

akışkanın (hidrojenin) aldığı taşınabilir bir sistemdir. Bu sistem iki İsveçli öğrenci tarafından bulunmuştur.

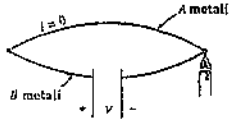
10-10 ■ TERMOELEKTRİK GÜÇ ÜRETİM VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Yukarıda incelenen soğutma sistemlerinin tümü hareketli parçalardan oluşan ağır ve karmaşık sistemlerdir. Bu da şu soruyu akla getirmektedir: Soğutma etkisinin doğrudan ve daha basit bir biçimde sağlanabileceği bir başka yol yok mudur? Bu sorunun yanıtı olumludur. Elektrik enerjisini, soğutucu akışkanlara ve hareketli parçalara gerek duymadan, doğrudan kullanmak mümkündür. Aşağıda bu amacı gerçekleştiren sistemlerden biri, *termoelektrik soğutucu* incelenecektir.



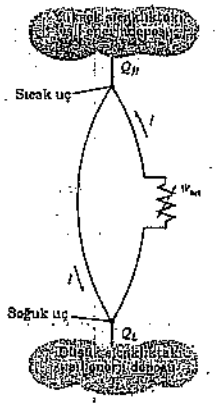
ŞEKİL 10-22
Farklı metallerden oluşan bir devrenin iki ucundan biri ısıtıldığı zaman devrede elektrik akımı oluşur.

Farklı metallerden yapılmış iki tel alınsın ve uçlarından birleştirilsin, böylece kapalı bir devre oluşacaktır. Başlangıçta devrede elektrik akımı gözlenmeyecektir, fakat uçlardan biri ısıtıldığı zaman, devrede Şekil 10-22'de gösterildiği gibi bir elektrik akımı oluşacaktır. Bu olguya, 1821 yılında gözlemi ilk kez yapan Thomas Seebeck'in adı verilerek, **Seebeck etkisi** denir. Hem ısıl hem de elektriksel etkilerin birarada bulunduğu devreye **termoelektrik devre**, bu devreyle çalışan bir sisteme de **termoelektrik sistem** adı verilir.



ŞEKİL 10-23
Termoelektrik devre açıldığı zaman, bir potansiyel farkı (voltaj) gözlenir.

Seebeck etkisinin iki önemli uygulama alanı vardır: sıcaklık ölçümleri ve güç üretimi. Şekil 10-23'te gösterildiği gibi termoelektrik devre açıldığı zaman, devrede bir akım olmayacak, fakat devrenin ürettiği elektromotiv kuvvet veya voltaj, voltmetrede okunabilecektir. Üretilen voltaj iki uç arasındaki sıcaklık farkına ve tellerin yapıldığı malzemelere bağlı olacaktır. Bu nedenle sıcaklık, voltajı ölçerek belirlenebilir. Sıcaklığı bu yöntemle ölçmek için kullanılan iki tele *ısılçift* veya *termokupl* adı verilir. Isılçiftler, hemen her sıcaklık ölçümüne uygun olduklarından çok yaygın bir biçimde kullanılmaktadırlar. Örneğin, T tipi bir termokupl, bakır ve konstantan telleri birleştirilerek yapılır ve bir Celcius sıcaklık farkı için yaklaşık 40 μV voltaj üretir.

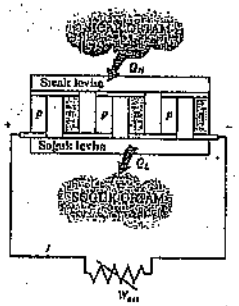


ŞEKİL 10-24
Basit bir termoelektrik güç üreticisinin genel çizimi.

Seebeck etkisinden yararlanarak güç üretimi de yapılabilir. Bir termoelektrik güç üreticisinin genel çizimi Şekil 10-24'te verilmiştir. Q_H miktarında ısı, yüksek sıcaklıktaki kaynaktan sıcak uca geçmekte, Q_L miktarında ısı da soğuk uçtan çevreye verilmektedir. Bu iki değer arasındaki fark yapılan net işi gösterir, başka bir anlatımla, $W_e = Q_H - Q_L$ olmaktadır. Şekil 10-24'ten açıkça görüldüğü gibi, termoelektrik güç çevrimi bir ısı makinesi çevrimine benzemektedir, sadece burada akışkanın yerini elektronlar almaktadır. Bu nedenle T_H ve T_L sıcaklık sınırları arasında çalışan bir termoelektrik güç üreticisinin ısıl verimi, aynı sıcaklıklar arasında çalışan bir Carnot çevriminin ısıl verimiyle sınırlıdır. Tersinmezlikler olmadığı zaman, termoelektrik güç üreticisinin ısıl verimi Carnot verimine eşit olacaktır. Bir elektrik devresindeki tersinmezliğe örnek olarak I^2R ile ifade edilen ısı üretimi gösterilebilir. Burada I akım, R direnç olmaktadır.

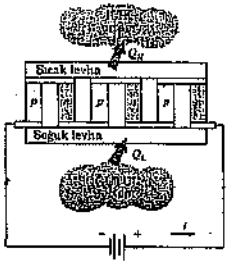
Termoelektrik güç üreticilerinin ısıl verimleri düşüktür. Bu araçların sonraki yıllardaki başarısı, daha iyi özelliklere sahip malzemelerin bulunmasına bağlıdır. Son yıllarda termoelektrik güç üreticilerinde, metal çiftlerin yerine yarı iletkenlerin kullanılmasıyla voltaj üretimi birkaç kat artmıştır. *n* tipi (fazla elektronu olan) ve *p* tipi (eksik elektronu olan) iletkenlerin seri bir biçimde bağlanmasıyla yapılan bir termoelektrik güç üreticisi Şekil 10-25'te gösterilmiştir. Düşük ısıl verimlerine karşın, termoelektrik güç üreticileri hafif ve güvenilir olmalarından dolayı, günümüzde kırsal alanlarda ve uzay uygulamalarında kullanılmaktadır. Örneğin, bilimsel araştırmalar için uzaya gönderilen *Voyager* uzay araçlarının silikon germanyum malzemelerine dayanan termoelektrik güç üreticileri 1980 yılından beri bu araçlara güç sağlamaktadır ve daha uzun yıllar çalışmaları beklenmektedir.

Seebeck, dışarıdan bir potansiyel farkı uygulayarak, termoelektrik devrede elektronların akış yönünü değiştirmeyi ve böylece soğutma etkisi elde etmeyi düşünmedi. Fakat 1884 yılında Jean Charles Athanese Peltier bu olguyu gözlemledi. Yaptığı deneyler sırasında farklı malzemelerden yapılmış iki telin oluşturduğu uçtan, zayıf bir akım geçirildiği zaman, Şekil 10-26'da gösterildiği gibi uçlar soğuduğunu gördü. Bu olguya Peltier etkisi adı verilir ve termoelektrik soğutmanın temelini oluşturur. Yarı iletken malzeme kullanılarak yapılan bir termoelektrik soğutma devresi Şekil 10-27'de gösterilmiştir. Soğutulan ortamdan Q_L miktarda ısı çekilmekte, çevreye ise Q_H miktarda ısı verilmektedir. Bu değerler arasındaki fark, sağlanması gereken net elektrik işidir, başka bir anlatımla, $W_e = Q_H - Q_L$ olmaktadır. Termoelektrik soğutma sistemlerinin etkinlik katsayıları çok düşüktür, bu nedenle buhar sıkıştırmalı sistemlerle rekabet etmeleri sözkonusu değildir. Fakat üretimleri yapılmaktadır ve küçük boyutları, sessiz çalışmaları, güvenilir olmaları, bazı uygulamalarda tercih edilmelerine neden olmaktadır.



ŞEKİL 10-25
Bir termoelektrik güç üreticisi.

ŞEKİL 10-26
Farklı metallerden oluşan bir devreden elektrik akımı geçirildiği zaman uçlardan biri soğur.



ŞEKİL 10-27
Bir termoelektrik soğutucu.

10-11 ■ ÖZET

Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi *soğutma* diye adlandırılır. Soğutmayı gerçekleştiren sistemlere *soğutma makineleri* adı verilir. Soğutma makineleri, *soğutma çevrimlerine* göre çalışırlar. Soğutma çevrimlerinde kullanılan araca akışkanlara *soğutucu akışkan* denir. Bir ortamı ısıtmak amacıyla, soğuk bir ortamdan ısıtılan ortama ısı aktaran soğutma makinelerine *ısı pompası* adı verilir.

Soğutma makinelerinin ve ısı pompalarının ısıl değerlendirmeleri, *etkinlik katsayısı* (COP) ile yapılır. Etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{\text{soğutma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net, g}}} \tag{10-1}$$

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{\text{ısıtma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net, g}}} \tag{10-2}$$

Soğutma makinelerinin karşılaştırılmaları için *ters Carnot çevrimi* bir standart oluşturur. Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi veya ısı pompası, *Carnot soğutma makinesi* veya *Carnot ısı pompası* diye adlandırılır. Carnot soğutma makinesi ve Carnot ısı pompasının etkinlik katsayıları aşağıda verilmiştir:

$$\text{COP}_{\text{SM, Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{10-4}$$

$$\text{COP}_{\text{IP, Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{10-5}$$

En çok kullanılan soğutma çevrimi, *buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir*. Buhar sıkıştırmalı ideal soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girer ve yoğuşturucudan doymuş sıvı halinde çıkar. Daha sonra buharlaştırıcı basıncına kısılan soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda, soğutulan ortamdan ısı alarak buharlaşır.

İki veya daha çok buhar sıkıştırmalı çevrimi birbiriyle bağlantılı çalıştırarak çok düşük sıcaklıklar elde edilebilir. *İkili soğutma çevrimi* veya *çok kademeli sıkıştırma yapılan soğutma çevrimi* ile etkinlik katsayısı yükseltilebilir. Tek kompresörlü bir soğutma makinesinde değişik sıcaklıklarda çalışan birden çok buharlaştırıcı bulunabilir. Böyle bir makinede buhar birkaç kademede kısılır. Buhar sıkıştırmalı çevrim, bazı düzenlemeler yapıldıktan sonra gazların sıvılaştırılması için de kullanılabilir.

Güç çevrimlerinde hal değişimleri ters yönde gerçekleştirilerek soğutma çevrimleri elde edilebilir. Bunlardan, *gaz akışkanlı soğutma çevrimi* diye bilinen *ters Brayton çevrimi* uçak kabinlerinin soğutulmasında kullanılmaktadır. Ayrıca bu çevrime rejeneratör eklenmesiyle çok düşük sıcaklıklar (kriyojenik sıcaklıklar) elde edilebilir. Türbinden elde edilen iş, sıkıştırma işini azaltmak için kullanılabilir. Gaz akışkanlı bir soğutma çevriminin etkinlik katsayısı aşağıda verilmiştir:

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{q_L}{w_{\text{net, g}}} = \frac{q_L}{w_{\text{k, g}} - w_t} \tag{10-11}$$

Sıcaklığı 100 °C ile 200 °C arasında olan ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman, ekonomik açıdan kazançlı olabilecek bir başka soğutma yöntemi soğurmalı (absorpsiyonlu) soğutmadır. Bu yöntemde soğutucu akışkan buharı bir sıvı içinde soğurulur ve sıvı fazında sıkış-

tırılır. En yaygın olarak kullanılan soğurmalı soğutma sistemi, amonyağın soğutucu akışkan, suyun soğurucu olduğu, amonyak su sistemidir. Soğurmalı soğutma sistemlerinde pompa işi çok küçüktür ve etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{ısıtıcı}} + W_{\text{pompa, g}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{ısıtıcı}}} \qquad (10\text{-}12)$$

Soğurmalı soğutma sisteminin sahip olabileceği en yüksek etkinlik katsayısı, tümden tersinir koşullar altında sağlanır ve aşağıdaki bağıntıyla verilmiştir:

$$\text{COP}_{\text{SM, tr}} = \eta_{\text{tm, C}}\text{COP}_{\text{SM, C}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{ısıtıcı}}}\right)\left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \qquad (10\text{-}13)$$

Burada T_L, T_0 ve $T_{\text{ısıtıcı}}$ sırasıyla soğutulan ortamın, çevrenin ve ısıtıcının sıcaklıkları olmaktadır.

Hareketli parçalar ve soğutucu akışkan kullanmadan soğutma, iki farklı malzemeyle oluşturulan kapalı bir devreden zayıf bir akım geçirerek sağlanabilir. Bu olguya *Peltier etkisi* adı verilir ve bu etkiden yararlanarak çalışan soğutma makinesine da *termoelektrik soğutma makinesi* adı verilir.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 W. Z. Black ve J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, New York, 1985.

2 R. C. Fellinger ve W. J. Cook, *Introduction to Engineering Thermodynamics*, WCB, Dubuque, IA, 1985.

3 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Basım, New York, 1986.

4 B. Nagengast, "A Historical Look at CFC Refrigerants", *ASHRAE Journal*, 30:11, s. 37-39, Kasım 1988.

5 W. F. Stoecker, "Growing Opportunities for Ammonia Refrigeration", *Proceedings of the Meeting of the International Institute of Ammonia Refrigeration*, Austin, Texas, 1989.

6 W. F. Stoecker ve J. W. Jones, *Refrigeration and Air Conditioning*, 2. Basım, McGraw-Hill, New York, 1982.

7 G. J. Van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Basım, Wiley, New York, 1985.

8 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Basım, McGraw-Hill, New York, 1988.

9 *ASHRAE Fundamentals Handbook*, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 1985.

10 *Heat Pump Systems–A Technology Review*, OECD Report, Paris, 1982.

PROBLEMLER*

Ters Carnot Çevrimi

10-1K Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan ters Carnot çevrimiyle Carnot çevriminin *T-s* diyagramlarını çizin. Aralarındaki farkı belirtin.

10-2K Soğutucu akışkanın doyma bölgesi içinde gerçekleşen bir ters Carnot çevrimi, soğutma çevrimleri için neden gerçekçi bir model değildir?

10-3K Bir soğutma makinesiyle bir ısı pompası arasındaki fark nedir?

10-4 Sürekli akışlı bir Carnot soğutma çevriminde aracı akışkan olarak soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan yoğuşturucuda çevreye ısı verirken, 30 °C sıcaklıkta doymuş buhardan doymuş sıvıya dönüşmektedir. Buharlaştırıcı basıncı 120 kPa'dır. Çevrimi doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) etkinlik katsayısını, (*b*) soğutulan ortamdan çekilen ısıyı, (*c*) çevrime net iş girişini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 4.44, (*b*) 110.2 kJ/kg, (*c*) 24.8 kJ/kg

10-5 Sürekli akışlı bir Carnot soğutma çevriminde aracı akışkan olarak soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan-12, yoğuşturucuya 800 kPa basınçta doymuş buhar olarak girmekte ve 0.05 kuruluk derecesinde çıkmaktadır. Soğutulan ortamdan ısı çekilmesi 140 kPa basınçta gerçekleşmektedir. Çevrimi doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) etkinlik katsayısını, (*b*) soğutucu akışkana ısı verme işleminin başlangıcında kuruluk derecesini, (*c*) çevrime net iş girişini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 4.59, (*b*) 0.317, (*c*) 22.7 kJ/kg

İdeal ve Gerçek Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimleri

10-6K İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde içten tersinmezlikler var mıdır?

10-7K İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kısılma vanası yerine neden izantropik türbin kullanılmaz?

10-8K Sıcaklığın donma sıcaklığının altına düşmediği iklimlendirme uygulamalarında, aracı akışkan olarak soğutucu akışkan-12 yerine su kullanılması önerilmektedir. Bu öneriyi destekler misiniz? Neden?

10-9K 15 °C sıcaklıktaki bir çevre ortamında çalışan bir soğutma sisteminde, soğutucu akışkan-12'nin yoğuşma 0.7 MPa'mi yoksa 1 MPa'mi olmalıdır? Neden?

10-10K *T-s* diyagramında ters Carnot çevriminin içinde kalan alan çevrime net iş girişini gösterir mi? İdeal buhar sıkıştırmalı çevrim için cevabınız ne olur?

---

* Öğrencilerin tüm kavram "K" sorularını yanıtlamaları önerilmektedir.

10-11K İki ayrı buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimini ele alın. Çevrimlerden birinde soğutucu akışkan kısılma vanasına 30 °C'da doymuş sıvı olarak, diğerinde ise 30 °C'da aşırı soğutulmuş sıvı olarak girmektedir. İki çevrimde de buharlaştırıcı basıncı aynıdır. Hangi çevrimin etkinlik katsayısı daha yüksektir?

10-12K Buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminin etkinlik katsayısı, soğutucu akışkan kısılma vanasına girmeden önce aşırı soğutulduğu zaman yükselmektedir. Aşırı soğutmanın bir alt sınırı var mıdır? Açıklayın.

10-13 Bir soğutma makinesi, ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışmaktadır. Aracı akışkan olarak soğutucu akışkan-12'nin kullanıldığı çevrimde yoğuşturucu basıncı 0.7 MPa, buharlaştırıcı basıncı 0.12 MPa'dır. Soğutucu akışkanın debisi 0.05 kg/s'dir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir T-s diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) Soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısıyı ve kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü, (*b*) Yoğuşturucuda birim zamanda çevreye verilen ısıyı, (*c*) etkinlik katsayısını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 5.68 kW, 1.55 kW; (*b*) 7.24 kW; (*c*) 3.67

10-14 Problem 10-13'te kısılma vanası, izantropik bir türbinle değiştirilirse, etkinlik katsayısındaki ve soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısıdaki yüzde artış ne olur? *Çözüm:* yüzde 4.6, yüzde 4.6

10-15 Bir soğutma sistemi, ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışmaktadır. Çevrimin soğutma kapasitesi 300 kJ/dakika'dır. Aracı akışkan olarak soğutucu akışkan-12'nin kullanıldığı çevrimde, akışkan kompresöre 140 kPa basınçta doymuş buhar olarak girmekte ve 800 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Çevrimi doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir T-s diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) kısılma işlemi sonunda soğutucu akışkanın kuruluk derecesini, (*b*) çevrimin etkinlik katsayısını, (*c*) kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın.

10-16 Problem 10-15'i kompresörün adyabatik veriminin yüzde 85 olduğunu kabul ederek çözün. Ayrıca sıkıştırma işlemiyle ilgili olarak, birim zamanda oluşan tersinmezliği hesaplayın. Çevre sıcaklığını, T_0 = 298 K alın.

10-17 Soğutucu akışkan-12, bir soğutma makinesinin kompresörüne 0.14 MPa basınç ve –20 °C sıcaklıkta kızgın buhar olarak girmekte, 0.7 Mpa basınç ve 50 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Soğutucu akışkan yoğuşturucudan 24 °C sıcaklık ve 0.65 MPa basınçta çıkmakta ve daha sonra 0.15 MPa basınca kısılmaktadır. Soğutucu akışkan-12'nin debisi 0.04 kg/s'dir. Bağlantı borularında olan basınç düşmelerini ve ısı geçişlerini ihmal ederek, (*a*) soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısıyı ve kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü, (*b*) soğutma makinesinin etkinlik katsayısını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 4.81 kW, 1.44 kW; (*b*) yüzde 79.4; (*c*) 3.34

10-18 Bir buz yapma makinesi, soğutucu akışkan-12 kullanan, ideal buhar sıkıştırmalı çevrime göre çalışmaktadır. Soğutucu akışkan kompresöre 160 kPa basınçta doymuş buhar olarak girmekte ve yoğuşturucudan 700 kPa basınçta doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. Su, buz makinesine 15 °C sıcaklıkta girmekte ve –5 °C sıcaklıkta buz olarak çıkmaktadır. Saatte 12 kg buz üretildiğine göre, kompresör için gerekli gücü hesaplayın. Not: 15 °C sıcaklıktaki suyu, –5 °C sıcaklıkta buza dönüştürmek için sudan 384 kJ/kg ısı çekilmesi gerekmektedir.
Çözüm: 0.284 kW

10-19 Soğutucu akışkan-12, bir soğutma makinesinin kompresörüne 140 kPa basınç ve –10 °C sıcaklıkta girmekte, 1 MPa basınçta çıkmaktadır. Kompresöre giren soğutucu akışkanın hacimsel debisi 0.2 m^3/dakika'dır. Soğutucu akışkan kısılma vanasına 0.95 MPa basınç ve 30 °C sıcaklıkta girmekte, buharlaştırıcıdan –18.5 °C sıcaklıkta doymuş buhar olarak çıkmaktadır. Kompresörün adyabatik verimi yüzde 78'dir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir T-s diyagramında gösterin. Ayrıca, (*a*) kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü; (*b*) soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısıyı, (*c*) buharlaştırıcıyla kompresör arasında, soğutucu akışkanın basıncının ne kadar düştüğünü ve ısı kazancının ne kadar olduğunu hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 1.28 kW, (*b*) 3.10 kW, (*c*) 20 kPa, 0.15 kW

Doğru Soğutucu Akışkanın Seçimi

10-20K Bir soğutma uygulaması için soğutucu akışkan seçerken, soğutucu akışkanda hangi özellikleri ararsınız?

10-21K Bir soğutma sisteminde, soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Soğutma makinesi 30 °C sıcaklıkta bir ortamda çalıştığına göre, soğutucu akışkanın sıkıştırılması gereken en düşük basıncı belirleyin. Neden?

10-22K Bir soğutma sisteminde, soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Soğutulan ortamın sıcaklığı –10 °C olduğuna göre, bu sistemin buharlaştırıcı basıncı 0.12 MPa mı, yoksa 0.14 MPa mı olmalıdır? Neden?

10-23 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesinde soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Soğutulan ortam –10 °C sıcaklıkta, ısı verilen ortam ise 25 °C sıcaklıktadır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için uygun basınçlar belirleyin. Bu değerleri neden seçtiğinizi açıklayın.

10-24 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan bir ısı pompasında soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Isıtılan ortamın sıcaklığı 20 °C, ısı kaynağı olan yeraltı suyunun sıcaklığı 10 °C'dir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için uygun basınçlar belirleyin. Bu değerleri neden seçtiğinizi açıklayın.

Isı Pompası Sistemleri

10-25K Isı pompalarını diğer ısıtma sistemleriyle karşılaştırın, üstün ve zayıf yanlarını belirtin.

10-26K Bir ısı pompası sistemi sizce İstanbul'da mı, Antalya'da mı daha ekonomik olacaktır? Neden?

10-27K Su kaynaklı bir ısı pompası nedir? Su kaynaklı bir ısı pompasıyla hava kaynaklı bir ısı pompasının etkinlik katsayılarını karşılaştırın.

10-28 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan bir ısı pompasında soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Istılan evin iç sıcaklığı 20 °C , ısı kaynağı olarak kullanılan yeraltı suyunun sıcaklığı ise 10 °C'dir. Evin ısı kaybı 75000 kJ/h, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları sırasıyla 800 kPa ve 320 kPa'dir. Isı pompasını çalıştırmak için gerekli gücü ve elektrikli ısıtıcı yerine ısı pompası kullanılmasıyla tasarruf edilen elektrik gücünü hesaplayın. *Çözüm:* 2.46 kW, 18.4 kW

10-29 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan bir ısı pompası su ısıtmak amacıyla kullanılmaktadır. Isı pompasından 0.18 kg/s debiyle geçen su 15 °C'den, 54 °C'ye ısıtılmaktadır. Isı pompasında soğutucu akışkan-12 kullanılmakta olup, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları sırasıyla 1.4 MPa ve 0.32 MPa'dir. Isı pompasını çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın.

10-30 Soğutucu akışkan 12 ile çalışan bir ısı pompası, 8 °C sıcaklıktaki yeraltı suyunu ısı kaynağı olarak kullanıp bir evi ısıtmaktadır. Evin ısı kaybı 60000 kJ/h'dir. Soğutucu akışkan kompresöre 280 kPa basınç ve 0 °C sıcaklıkta girmekte, 1 MPa basınç ve 60 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı 30 °C'dir. (*a*) Isı pompasını çalıştırmak için gerekli gücü, (*b*) yeraltı suyundan birim zamanda çekilen ısıyı, (*c*) ısı pompası yerine bir elektrikli ısıtıcı kullanılması durumunda fazladan tüketilecek elektrik gücünü hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 3.24 kW, (*b*) 13.4 kW, (*c*) 13.43 kW

Gelişmiş Soğutma Sistemleri

10-31K İkili soğutma sistemi nedir? Bu sistemin üstünlükleri ve varsa zayıf yanları nelerdir?

10-32K Aynı basınç sınırları arasında çalışan basit buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimiyle ikili soğutma çevriminin etkinlik katsayılarını karşılaştırın.

10-33K Bir soğutma uygulamasında, soğutulan ortamın sıcaklığı −35 °C sıcaklıkta tutulmak istenmektedir. Soğutucu akışkan-12 kullanan basit bir soğutma çevrimi mi önerirsiniz, yoksa alt çevrimde farklı bir soğutucu akışkan kullanan ikili bir soğutma çevrimi mi? Nedenlerini açıklayın.

10-34K İkili bir soğutma çevrimiyle iki kademeli sıkıştırma yapılan ve buharlaşma odası olan bir soğutma çevrimini gözönüne alın. Her iki çevrim de aynı basınç sınırları arasında çalışmakta ve aynı soğutucu akışkanı kullanmaktadır. Hangi sistemi tercih edersiniz? Neden?

10-35K Tek kompresörü olan bir soğutma çevriminde farklı basınçlarda çalışan buharlaştırıcılardan gelen akışkanlar sıkıştırılabilir mi? Nasıl?

10-36K Oda sıcaklığında sıvı helyum olabilir mi?

10-37K Sıvılaştırma işlemlerinde gazlar neden çok yüksek basınçlara sıkıştırılır?

10-38 İkili bir soğutma sistemi 0.8 MPa ve 0.14 MPa basınçları arasında çalışmaktadır. Sistem, soğutucu akışkan-12 ile çalışan iki basit ideal buhar sıkıştırmalı çevrimden oluşmaktadır. Alt çevrimden üst çevrime ısı geçişi, yaklaşık 0.4 MPa basınçta çalışan adyabatik, ters akışlı bir ısı değiştiricisinde olmaktadır. Üst çevrimde dolaşan akışkanın debisi 0.12 kg/s olduğuna göre, (*a*) alt çevrimde dolaşan akışkanın debisini, (*b*) soğutulan ortamdan çekilen ısıyı ve toplam kompresör işini, (*c*) ikili çevrimin etkinlik katsayısını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 0.0974 kg/s, (*b*) 13.1 kW, 3.23 kW, (*c*) 4.06

10-39 Problem 10-38'i, ısı değiştiricisi basıncını 0.5 alarak çözün.

10-40 Soğutucu akışkan-12 ile çalışan ve iki kademeli sıkıştırmanın yapıldığı bir soğutma sisteminde alt ve üst basınç sınırları 0.14 MPa ile 1 Mpa'dir. Soğutucu akışkan yoğuşturucudan doymuş sıvı olarak çıkmakta ve 0.6 MPa basınçta çalışan buharlaşma odasının basıncına kısılmaktadır. Buharlaşma odasından ayrılan buhar yüksek basınç kompresöründe yoğuşturucu basıncına sıkıştırılmakta, sıvı ise bir kısılma vanasından geçirilerek buharlaştırıcıya gönderilmektedir. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan, alçak basınç kompresörüne girmekte, burada 0.5 MPa basınca sıkıştırıldıktan sonra buharlaşma odasına gönderilmektedir. Her iki kompresörün izantropik olduğunu kabul ederek, (*a*) buharlaşma odası basıncına kısılan akışkanın burada buharlaşan bölümünü, (*b*) yoğuşturucudan geçen akışkan debisinin 0.25 kg/s olduğunu kabul ederek, soğutulan ortamdan çekilen ısıyı, (*c*) etkinlik katsayısını hesaplayın.

10-41 Problem 10-40'ı buharlaşma odası basıncını 0.32 MPa alarak çözün.

Gaz Akışkanlı Soğutma Çevrimleri

10-42K Gaz akışkanlı ideal soğutma çevrimi Brayton çevriminden ne bakımdan farklıdır?

10-43K Ters Stirling çevrimine göre çalışan bir soğutma çevrimi tasarlayın. Bu çevrimin etkinlik katsayısını ifade eden bağıntıyı yazın.

10-44K Gaz akışkanlı ideal soğutma çevrimi Carnot soğutma çevriminden ne bakımdan farklıdır?

10-45K Gaz akışkanlı ideal soğutma çevrimi uçak kabinlerinin soğutulması amacıyla nasıl kullanılır?

10-46K Gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinde türbin, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde olduğu gibi bir kısılma vanasıyla değiştirilebilir mi? Neden?

10-47K Gaz akışkanlı soğutma çevrimleriyle çok düşük sıcaklıklarda soğutma nasıl yapılır?

10-48 Aracı akışkan olarak hava kullanan gaz akışkanlı ideal bir soğutma çevriminde −23 °C sıcaklığında bir ortamdan ısı çekilmekte ve

27 °C sıcaklıktaki çevreye ısı verilmektedir. Kompresörün basınç oranı 3'tür. (*a*) Çevrimin en düşük ve en yüksek sıcaklıklarını, (*b*) etkinlik katsayısını, (*c*) çevrimde dolaşan havanın debisi 0.15 kg/s olduğuna göre, soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısıyı hesaplayın.

10-49 Hava, gaz akışkanlı bir ideal soğutma çevriminin kompresörüne 12 °C sıcaklık ve 50 kPa basınçta, türbinine ise 47 °C sıcaklık ve 250 kPa basınçta girmektedir. Çevrimde dolaşan havanın debisi 0.08 kg/s'dir. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini gözönüne alarak, (*a*) soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısıyı, (*b*) çevrimde tüketilen net gücü, (*c*) etkinlik katsayısını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 6.67 kW, (*b*) 3.88 kW, (*c*) 1.72

10-50 Problem 10-49'u kompresör ve türbinin adyabatik verimlerini sırasıyla yüzde 80 ve yüzde 85 alarak çözün.

10-51 Basınç oranı 3 olan gaz akışkanlı bir soğutma çevriminde aracı akışkan olarak helyum kullanılmaktadır. Helyumun sıcaklığı, kompresör girişinde −10 °C, türbin girişinde ise 50 °C'dir. Kompresör ve türbinin adyabatik verimlerinin yüzde 82 olduğunu kabul ederek, çevrimin (*a*) en düşük sıcaklığını, (*b*) etkinlik katsayısını, (*c*) soğutma kapasitesi 5 kW olduğuna göre çevrimde dolaşan helyumun debisini hesaplayın.

10-52 Basınç oranı 4 olan gaz akışkanlı bir soğutma çevriminde aracı akışkan olarak hava kullanılmaktadır. Hava kompresöre −7 °C sıcaklıkta girmektedir. Kompresörden çıkan hava çevreye ısı vererek 27 °C sıcaklığa soğumaktadır. Daha sonra rejeneratöre giren hava, burada −15 °C sıcaklığa getirildikten sonra türbine girmektedir. Türbin ve kompresörün izantropik olduğunu kabul ederek ve oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alarak, bu çevrimin (*a*) en düşük sıcaklığını, (*b*) etkinlik katsayısını ve (*c*) soğutma kapasitesi 12 kW olduğuna göre çevrimde dolaşan hava debisini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) −99.4 °C, (*b*) 1.12, (*c*) 0.234 kg/s

10-53 Problem 10-52'yi kompresör ve türbinin adyabatik verimlerini sırasıyla yüzde 75 ve yüzde 80 alarak çözün.

Soğurmalı Soğutma Sistemleri

10-54K Soğurmalı soğutma nedir? Bir soğurmalı soğutma sistemiyle bir buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi arasındaki farklar nelerdir?

10-55K Soğurmalı soğutma sistemlerinin üstünlükleri ve zayıf yanları nelerdir?

10-56K Yaz iklimlendirmesinde su, soğutucu akışkan olarak kullanılabilir mi ? Açıklayın.

10-57K Soğurmalı soğutma sistemlerinde soğurucudaki akışkan neden soğutulur, ısıtıcıdaki akışkan neden ısıtılır?

10-58K Soğurmalı soğutma sisteminin etkinlik katsayısı nasıl tanımlanır?

10-59K Bir soğurmalı soğutma sisteminde, ısıtıcının ve ısı değiştiricisinin görevlerini açıklayın.

10-60 Soğurmalı bir soğutma sistemi 130 °C sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı alarak −5 °C sıcaklıkta bir ortamı soğutmaktadır. Çevre sıcaklığı 27 °C'dir. Sistemin etkinlik katsayısının 2 olduğu öne sürülmektedir. Bu sav doğru olabilir mi? Neden?

10-61 Soğurmalı bir soğutma sistemi 110 °C sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı alarak −20 °C sıcaklıktaki bir ortamı soğutmaktadır. Çevre sıcaklığı 25 °C'dir. Sistemin etkinlik katsayısının alabileceği en yüksek değeri hesaplayın.

10-62 Soğurmalı bir soğutma sisteminde, jeotermal kuyudan 130 °C sıcaklıkta 10^5 kJ/h ısı alarak −30 °C sıcaklığında bir ortam soğutulmaktadır. Çevre sıcaklığı 25 °C'dir. Soğutulan ortamdan birim zamanda çekilebilecek en çok ısıyı hesaplayın. *Çözüm:* 1.15×10^5 kJ/h

Termoelektrik Güç Üretimi ve Soğutma Sistemleri

10-63K Termoelektrik devre nedir?

10-64K Seebeck ve Peltier etkilerini açıklayın.

10-65K Bir bakır telin iki ucunun birleştirilerek bir daire yapıldığını ve birleşme noktasının bir mumla ısıtıldığını düşünün. Telin içinde bir elektrik akımı oluşur mu?

10-66K Bir bakır, bir de konstantan tel, uçlarından karşılıklı birleştirilerek kapalı bir devre oluşturulmuştur. Her iki uçta ısıtılmakta ve aynı sıcaklıkta tutulmaktadır. Devrede bir akım oluşur mu?

10-67K Bir bakır, bir de konstantan tel, uçlarından karşılıklı birleştirilerek kapalı bir devre oluşturulmuştur. Uçlardan biri mumla ısıtılır, diğeri oda sıcaklığında tutulursa devrede bir elektrik akımı oluşur mu?

10-68K Bir ısılçift (termokupl) sıcaklığı nasıl ölçer?

10-69K Termoelektrik soğutucularda yarı iletken malzemeler metallere neden tercih edilir?

10-70K Bir termoelektrik güç üreticisinin ısıl verimi Carnot verimiyle sınırlı mıdır? Neden?

10-71 Bir termoelektrik güç üreticisi 150 °C sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı alıp 25 °C sıcaklıktaki çevreye ısı vermektedir. Bu termoelektrik üreticisinin en yüksek ısıl verimi ne olabilir? *Çözüm:* yüzde 29.6

10-72 Bir termoelektrik soğutucu −5 °C sıcaklıktaki bir ortamdan 130 W ısı çekmekte ve 20 °C sıcaklıktaki çevreye ısı vermektedir. Bu termoelektrik soğutucusunun en yüksek etkinlik katsayısı ne olabilir? Bu soğutucuyu çalıştırmak için en az ne kadar güç gereklidir?
Çözüm: 10.72, 12.1 W

10-73 Bir termoelektrik soğutucunun etkinlik katsayısı 0.6'dır ve soğutulan ortamdan 180 W ısı çekmektedir. Bu soğutucuyu çalıştırmak için gereken gücü W cinsinden hesaplayın.

Genel Tekrar Problemleri

10-74 Sürekli akışlı bir Carnot soğutma çevriminde soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Çevrimin en yüksek ve en düşük sıcaklıkları 20 °C ve –20 °C'dir. Soğutucu akışkanın kuruluk derecesi buharlaştırıcıya girerken 0.2, çıkarken ise 0.85'dir. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin, ayrıca (*a*) çevrimin etkinlik katsayısını, (*b*) yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçlarını, (*c*) çevrimi çalıştırmak için gerekli net gücü hesaplayın.

10-75 Büyük bir soğutma deposunun kapasitesi 100 kW olup iç sıcaklığı –15 °C'dir. Soğutma sistemi buhar sıkıştırmalı ideal soğutma çevrimine göre çalışmakta ve soğutucu akışkan-12 kullanmaktadır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basınçları sırasıyla 120 kPa ve 700 kPa'dır. Yoğuşturucu su soğutmalıdır ve suyun sıcaklığı yoğuşturucudan geçerken 8 °C yükselmektedir. (*a*) Soğutucu akışkanın debisini, (*b*) kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü, (*c*) soğutma suyunun debisini hesaplayın.

10-76 Problem 10-75'i kompresör adyabatik verimini yüzde 75 alarak çözün. Ayrıca sıkıştırma işlemiyle ilgili tersinmezliği hesaplayın. T_0 = 25 °C alın.

10-77 Buhar sıkıştırmalı ideal soğutma çevrimine göre çalışan bir ısı pompasında soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Soğutucu akışkanın debisi 0.15 kg/s'dir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları sırasıyla 900 kPa ve 240 kPa'dır. Çevrimi, doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrilerinin de yer aldığı bir *T-s* diyagramında gösterin, ayrıca (*a*) sıcak ortama birim zamanda verilen ısıyı, (*b*) soğutucu akışkanın kompresör girişindeki hacimsel debisini, (*c*) ısı pompasının etkinlik katsayısını hesaplayın.

10-78 Şekil 10-12'de gösterilen ve iki kademeli sıkıştırmanın yapıldığı soğutma sisteminin etkinlik katsayısını, değişik hallerdeki entalpiler ve 6 halindeki kuruluk derecesiyle ifade edin. Yoğuşturucudan 1 kg/s soğutucu akışkanın geçtiğini kabul edin.

10-79 Soğutucu akışkan-12 ile çalışan ve iki kademeli sıkıştırma yapılan bir soğutma sisteminde basınç sınırları 0.8 MPa ve 0.14 MPa'dır. Soğutucu akışkan yoğuşturucudan doymuş sıvı halinde çıkmakta ve 0.4 MPa basınçta çalışan buharlaşma odasının basıncına kısılmaktadır. Buharlaşma odasından çıkan buhar, alçak basınç kompresöründen çıkan buharla karıştırılarak, yüksek basınç kompresörüne gönderilmekte ve yoğuşturucu basıncına sıkıştırılmaktadır. Buharlaşma odasından çıkan doymuş sıvı kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcı basıncına genişlemektedir. Soğutucu akışkan burada buharlaşarak soğuk ortamdan ısı çekmektedir. Soğutucu akışkanın, buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıktığını, her iki sıkıştırma işleminin tersinir ve adyabatik (izantropik) olduğunu kabul ederek, (*a*) buharlaşma odası basıncına kısılan akışkanın burada buharlaşan bölümünü, (*b*) yoğuşturucudan geçen birim akışkan kütlesi için soğutulan ortamdan çekilen ısıyı ve toplam sıkıştırma işini, (*c*) etkinlik katsayısını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 0.161, (*b*) 112.6 kJ/kg, 27.8 kJ/kg; (*c*) 4.0

10-80 Havaalanında bekleyen bir uçağın kabini, havayla çalışan gaz akışkanlı bir soğutma sistemi tarafından soğutulmaktadır. Hava kompresöre 30 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta girmekte ve 250 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Daha sonra 70 °C sıcaklığa soğutulan hava, bu sıcaklıkta türbine girmektedir. Türbin ve kompresörün izantropik olduğunu kabul ederek, türbinden çıkan havanın sıcaklığını hesaplayın.
Çözüm: –9 °C

10-81 Gaz akışkanlı rejeneratörlü bir soğutma çevrimi helyumla çalışmaktadır. Helyum kompresöre 100 kPa basınç ve –10 °C sıcaklıkta girmekte ve 300 kPa basınca sıkıştırılmaktadır. Kompresörden çıkan helyum, suyla 20 °C sıcaklığa soğutulduktan sonra, rejeneratörde bir miktar daha soğutulmaktadır. Bu işlemi türbinde genişleme izlemektedir. Soğutulan ortamdan –25 °C sıcaklıkta çıkan helyum bu sıcaklıkta rejeneratöre girmektedir. (*a*) Türbin girişinde helyumun sıcaklığını, (*b*) çevrimin etkinlik katsayısını, (*c*) havanın kütle debisinin 0.3 kg/s olması durumunda sistemi çalıştırmak için gerekan net gücü hesaplayın.
Çözüm: (*a*) –5 °C, (*b*) 1.51, (*c*) 77.7 kW

10-82 Soğurmalı bir soğutma sistemi, –10 °C sıcaklıktaki bir ortamdan 8 kW ısı çekmektedir. Sistemin çalışması için gerekli ısıl enerji, 85 °C sıcaklıktaki bir güneş havuzundan sağlanmaktadır. Çevre sıcaklığı 25 °C'dir. Güneş havuzundan birim zamanda sağlanması gerekli ısıl enerji en az ne kadar olmalıdır? *Çözüm:* 6.35 kW

10-83 Bir termoelektrik güç üreticisinin, 80 °C sıcaklıktaki bir güneş havuzundan 10^6 kJ/h ısı alarak çalışması tasarlanmaktadır. Sistemin atık ısısı 30 °C sıcaklıktaki çevreye verilecektir. Bu termoelektrik güç üreticisinin üretebileceği en büyük gücü hesaplayın.

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

10-84 Soğutucu akışkan-12 ile çalışan buhar sıkıştırmalı ideal soğutma çevriminin etkinlik katsayısının buharlaştırıcı basıncıyla nasıl değiştiğini incelemek için bir bilgisayar programı yazın. Yoğuşturucu basıncını 1 MPa alın. Soğutma çevriminin etkinlik katsayısını buharlaştırıcı basıncının 100, 120, 140, 160, 200, 280, 320, 400 ve 500 kPa değerleri için hesaplayın. Etkinlik katsayısının buharlaştırıcı basıncına göre değişiminin eğrisini çizin.

10-85 Soğutucu akışkan-12 ile çalışan buhar sıkıştırmalı ideal soğutma çevriminin etkinlik katsayısının yoğuşturucu basıncıyla nasıl değiştiğini incelemek için bir bilgisayar programı yazın. Buharlaştırıcı basıncını 120 kPa alın. Soğutma çevriminin etkinlik katsayısını yoğuşturucu basıncının 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000 ve 1400 kPa değerleri için hesaplayın. Etkinlik katsayısının yoğuşturucu basıncına göre değişiminin eğrisini çizin.

10-86 Soğutucu akışkan-134*a* ile çalışan buhar sıkıştırmalı bir soğutma sistemi tasarlayın. Sistem soğutulan ortamı –15 °C sıcaklıkta tutacak ve 20 °C sıcaklıktaki bir çevrede çalışacaktır.

10-87 Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompaları üzerinde bir rapor hazırlayın. Her üç sistemin üstünlüklerini ve zayıf yanlarını tartışın.

Sistemlerin her biri için, diğer iki sistemden daha uygun olacağı koşulları belirtin. Hangi koşullarda ısı pompasının kullanılmasını önermezsiniz?

10-88 Isının güneş havuzundan sağlandığı ve kapalı Rankine çevrimine göre çalışan bir güç santrali düşünün (5-107 numaralı probleme bakın). Aracı akışkan olarak soğutucu akışkan-12'nin kullanılacağı santralde 50 kW güç üretilmesi planlanmaktadır. Santralin çalışma basınç ve sıcaklıklarıyla soğutucu akışkanın debisini belirleyin. Sürekli güç üretimi için havuzun yüzey alanının ne kadar olması gerektiğini kabaca hesaplayın. Havuz yüzeyine gelen güneş ışınımının öğlen saatlerinde 500 W/m^2 olduğunu ve gelen enerjinin yüzde 15'inin havuzda depolandığını kabul edin.

10-89 Arabalarda, kutu içeceği soğutabilecek bir termoelektrik soğutucu tasarlayın. Soğutucu gücünü arabanın çakmak çıkışından alacaktır. Tasarımının çizimini yapın. Termoelektrik güç üretim ve soğutma sistemleri yapmak için yarıiletken parçalar birkaç üreticiden sağlanabilmektedir. Üreticiden alacağımız bilgilere dayanarak kaç yarıiletken parça satın almamız gerektiğini hesaplayın. Sisteminizin etkinlik katsayısını yaklaşık olarak bulun. Termoelektrik soğutucuların tasarımında karşılaşılan önemli sorunlardan biri atık ısının nereye verileceğidir. Fan ve benzeri hareketli parçalar kullanmadan, atık ısı geçişini iyileştirmek için neler yapılabileceğini tartışın.

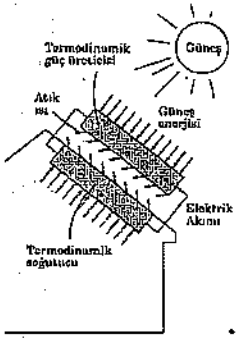
10-90 Evleri soğutmak için güneş enerjisinden yararlanan termoelektrik sistemlerin kullanımı düşünülmektedir. Sistem, üst yüzeyi güneşe bakan bir termoelektrik güç üreticisiyle onun sağladığı güçle çalışan termoelektrik soğutucudan oluşmaktadır (Şekil P10-90). Böyle bir sistemin olurluğunu ve maliyetini araştırın. Bu sistem, çevrenizdeki bir evin soğutma gereksiniminin önemli bir bölümünü karşılayabilir mi?

10-91 Soğutucu akışkan-12 ile çalışan bir soğutma sistemi, soğutulan ortamı –15 °C sıcaklıkta tutmaktadır. Çevre sıcaklığı 30 °C'dir. Bu soğutma sistemini ozon dostu R134a kullanacak şekilde düzenlemeniz istenmektedir. Yeni sistemin buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basınçları ne olmalıdır? Yeni sistemin etkinlik katsayısı sizce eski sistemin etkinlik katsayısına oranla nasıl değişecektir?

10-92 1800'lü yıllarda, günümüzün yaz iklimlendirme sistemlerinin gelişmesinden çok önce, evlerin büyük bir piston-silindir düzeneği kullanarak, aşağıda belirtilen yöntemle soğutulması önerilmişti ("John Gorrie: Pioneer of Cooling and Ice Making", *ASHRAE Journal*, 33:1, Ocak 1991):

(1) Silindire dışarıdan hava alınması.
(2) Havanın yüksek basınca sıkıştırılması.
(3) Silindirdeki havadan çevreye ısı geçişi.
(4) Silindirdeki havanın atmosfer basıncına genişletilmesi.
(5) Havanın soğutulan hacime gönderilmesi.

6 m × 10 m × 2.5 m haciminde bir oda bu yöntemle soğutulmak istenmektedir. Dış hava 30 °C sıcaklığındadır ve oda havasının saatte 10 kez, 10 °C sıcaklıktaki havayla değiştirilmesinin yeterli soğutmayı sağlayacağı düşünülmektedir. Sistemin bir ön tasarımını ve gerekli



ŞEKİL P10-90

hesaplarını yaparak olurluğunu inceleyin. Çözümlemenizde gerekli gördüğünüz kabulleri yapabilirsiniz.

(a) Sistemi çizin, pistonun nasıl hareket edeceğini ve adım (3)'ün nasıl gerçekleşebileceğini belirtin.
(b) Adım (2)'deki basıncı kararlaştırın.
(c) Adım (3)'ün ne kadar bir süre alacağını tahmin edin, gerekli hava değişimini sağlayabilmek için silindirin çap ve strokuyla pistonun devir sayısını belirleyin.
(d) Adım (2)'nin gerçekleşmesi sırasında, bir çevrimde ve bir saatte yapılması gerekli işi hesaplayın.
(e) Yaptığınız tasarımla ilgili aksiklikleri ve sorunları saptayın. Tasarımınızda yaptığınız kabulleri yumuşatmak için değişiklikler yapılabilir mi?

Termodinamik Özelik Bağıntıları

11

Bundan önceki bölümlerde, termodinamik sistemlerin çözümlemesi yapılırken, özelik tablolarından geniş bir biçimde yararlanıldı. Özelik tablolarının elimizin altında bulunduğu kabul edildi, gerçekten de tablolar olmadan mühendislerin termodinamiğin yasa ve ilkelerinden yararlanabilmeleri çok zordur. Bu bölümde özelik tablolarının nasıl hazırlandığı konusu üzerinde durulacak ve bilinmeyen özeliklerin bilinen sınırlı sayıda özelikten nasıl elde edildiği açıklanacaktır.

Sıcaklık, basınç, hacim ve kütle gibi özelikler doğrudan ölçülebilir. Yoğunluk ve özgül hacim gibi özelikler ise bu özeliklerden basit bağıntılarla hesaplanabilir. Fakat iç enerji, entalpi ve entropi gibi özelikler doğrudan ölçülemediği gibi, ölçülebilen özeliklerle aralarında basit bağıntılar da yoktur. Bu nedenle sıkça kullanılan termodinamik özelikler arasında temel bağıntıların geliştirilmesi ve doğrudan ölçülemeyen özeliklerin, ölçülebilen özeliklerden hesaplanabilmesi büyük önem taşır.

Konunun gereği olarak, bu bölümde kısmi türevler geniş bir biçimde kullanılacaktır. Bu bakımdan bölüm kısmi türevlerin yeniden gözden geçirilmesiyle başlamaktadır. Daha sonra, birçok termodinamik bağıntının temelini oluşturan Maxwell bağıntıları ele alınmıştır. Buharlaşma entalpisinin sadece P, v ve T ölçümlerinden hesaplanmasına olanak sağlayan Clapeyron denkleminden sonra, saf maddelerin tümü için, bütün koşullarda geçerli olacak genel C_v, C_p, du, dh ve ds bağıntıları geliştirilmiştir. Daha sonra, bir kısılma işlemi sırasında sıcaklığın basınçla değişimini ifade eden Joule-Thomson katsayısı incelenmiş ve son olarak da gerçek gazlar için Δh, Δu ve Δs değerlerinin genelleştirilmiş entalpi ve entropi sapma diyagramlarından yararlanarak hesaplanabilmesi için bir yöntem verilmiştir.

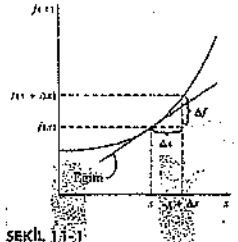
11.1 ■ BİRAZ MATEMATİK — Kısmi Türevler ve İlgili Bağıntılar

Bu bölümde daha sonra geliştirilecek olan bağıntıların birçoğu hal postülasına dayanmaktadır. Hal postülasına göre, basit sıkıştırılabilir bir maddenin hali, iki bağımsız yeğin özelik bilindiği zaman kesin olarak belirlenir. Belirlenen haldeki diğer tüm özelikler bu iki özeliği kullanarak ifade edilebilir. Bu düşünce matematiksel olarak yazılırsa,

$$z = z\,(x, y)$$

biçimini alır. Burada x ve y, hali belirleyen iki bağımsız yeğin özeliği, z de diğer herhangi bir özeliği göstermektedir. Birçok temel termodinamik bağıntıda türevler yer alır. Bu nedenle önce türevler ve türevler arasındaki çeşitli ilişkiler, gerektiği ayrıntıda gözden geçirilecektir.

Tek bir değişken x'e bağlı bir fonksiyon f incelensin, başka bir deyişle $f = f(x)$ olsun. Başlangıçta düz fakat x arttıkça giderek dikleşen böyle bir fonksiyon Şekil 11-1'de gösterilmiştir. Fonksiyon eğrisinin dikliği, f'nin x'e bağlılığının derecesinin bir ölçüsüdür. Şekilde gösterilen durumda, büyük x değerlerinde f'nin x'e bağlılığı artmaktadır. Herhangi bir noktada eğrinin dikliği, o noktada eğriye teğet olan doğrunun eğimiyle ölçülür ve o noktada fonksiyonun türevine eşittir:



ŞEKİL 11-1
Verilen bir noktada fonksiyonun türevi, o noktada fonksiyon eğrisinin eğimine eşittir.

$$\frac{df}{dx} = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{\Delta f}{\Delta x} = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{f(x + \Delta x) - f(x)}{\Delta x} \tag{11-1}$$

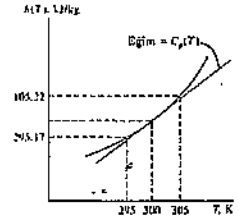
Bu nedenle, *f(x) fonksiyonunun x'e göre türevi, f(x)'in x'e göre değişiminin hızını ifade eder.*

ÖRNEK 11-1

Mükemmel bir gazın sabit basınçta özgül ısısı C_p sadece sıcaklığa bağlıdır ve $C_p(T) = dh(T)/dT$ şeklinde ifade edilir. Havanın 300 K sıcaklıktaki C_p'sini Tablo A-17'de verilen entalpi değerlerinden hesaplayın ve Tablo A-2b'de verilen değeriyle karşılaştırın.

Çözüm Havanın değişik sıcaklıklardaki C_p değerleri Tablo A-2b'de verilmiştir. 300 K sıcaklık için tabloda verilen değer 1.005 kJ/(kg · K)'dir.

Bu değer $h(T)$ fonksiyonunun T'ye göre türevini alıp 300 K sıcaklıktaki değerini hesaplayarak da bulunabilir. Fakat $h(T)$ fonksiyonunun türev alabileceğimiz kapalı bir biçimi yoktur. Buna karşın C_p değeri, istenen sıcaklık civarında, entalpinin sıcaklığa göre türevini farklarla yaklaşık olarak ifade ederek belirlenebilir (Şekil 11-2):



ŞEKİL 11-2
Örnek 11-1'in çizimi.

$$C_p(300\text{ K}) = \left[\frac{dh(T)}{dT}\right]_{T=300\text{ K}} \cong \left[\frac{\Delta h(T)}{\Delta T}\right]_{T=300\text{ K}} = \frac{h(305\text{ K}) - h(295\text{ K})}{(305 - 295)\text{ K}}$$

$$= \frac{(305.22 - 295.17)\text{ kJ/kg}}{(305 - 295)\text{ K}} = 1.005\text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

Bu değer tablolarda verilenle aynıdır. Bu nedenle diferansiyel miktarlar fark olarak görülebilir, hatta gerektiğinde farklarla yer değiştirilerek yaklaşık sonuçlar elde edilebilir. Yaygın olarak kullanılan sonlu farklar yöntemi bu yaklaşıma dayanır.

Kısmi Türevler

$z = z(x, y)$ gibi iki veya daha çok değişkene bağlı bir fonksiyonu ele alalım. Bu kez z'nin değeri hem x, hem de y'ye bağlıdır. Bazen z'nin değişkenlerden birine ne ölçüde bağlı olduğu bilinmek istenir. Bu durumda sözkonusu değişkenin değerini değiştirip diğer değişkenlerin değerlerini sabit tutarak, fonksiyonun nasıl değiştiği gözlenebilir. y sabit kalırken, $z(x, y)$'nin x'e göre değişimi, z'nin x'e göre kısmi türevi diye adlandırılır ve şöyle ifade edilir:

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = \lim_{\Delta x \to 0}\left(\frac{\Delta z}{\Delta x}\right)_y = \lim_{\Delta x \to 0}\frac{z(x+\Delta x, y) - z(x, y)}{\Delta x} \qquad (11\text{-}2)$$

Bu kavram Şekil 11-3'te açıklanmıştır. ∂ simgesi, d simgesi gibi diferansiyel değişimleri ifade eder. Fakat d simgesi tüm değişkenlerin etkisini içine alan *toplam* diferansiyel değişimi belirtirken, ∂ simgesi sadece bir değişkene göre *kısmi* diferansiyel değişimi belirtir.

d ve ∂ ile gösterilen değişimlerin bağımsız değişkenler için aynı olduğu, fakat bağımlı değişkenler için farklı olduğu not edilmelidir. Örneğin, $(\partial x)_y = dx$ olur, fakat $(\partial z)_y$, dz'ye eşit değildir. [Yukarıda verilen örnek için, $dz = (\partial z)_x + (\partial z)_y$ olmaktadır.] Ayrıca $(\partial z/\partial x)_y$ kısmi türevinin değeri, değişik y değerlerinde genellikle farklı olacaktır.

x ve y'deki eşanlı diferansiyel değişimler sırasında $z(x, y)$'de olan toplam diferansiyel değişimi veren bir bağıntı bulmak için, $z(x, y)$ yüzeyinin Şekil 11-4'te gösterilen bir bölümünü gözönüne alalım. Bağımsız değişkenler x ve y'deki değişimler sırasıyla Δx ve Δy olduğu zaman, z'deki değişim Δz şöyle ifade edilebilir:

$$\Delta z = z(x + \Delta x, y + \Delta y) - z(x, y)$$

Sağ tarafa $z(x, y + \Delta y)$ terimini ekler ve çıkarırsak,

$$\Delta z = z(x + \Delta x, y + \Delta y) - z(x, y + \Delta y) + z(x, y + \Delta y) - z(x, y)$$

veya,

$$\Delta z = \frac{z(x + \Delta x, y + \Delta y) - z(x, y + \Delta y)}{\Delta x}\Delta x + \frac{z(x, y + \Delta y) - z(x, y)}{\Delta y}\Delta y$$

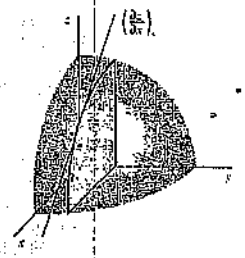
bulunur. $\Delta x \to 0$ ve $\Delta y \to 0$ limitlerini alır ve kısmi türevin tanımından yararlanırsak,

$$dz = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dx + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x dy \qquad (11\text{-}3)$$

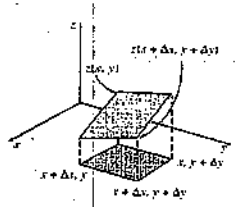
bağıntısı elde edilir. 11-3 numaralı denklem, bağımlı değişkenin bağımsız değişkenlerine göre kısmi türevleri cinsinden ifade edilen toplam diferansiyelini veren temel bağıntıdır. Bu bağıntı ikiden çok bağımsız değişkeni kapsayacak biçimde genelleştirilebilir.

ÖRNEK 11-2

300 K sıraklıkta, özgül hacmi 0.86 m^3/kg olan mükemmel bir gaz ele alınsın. Bir dalgalanma sonucu gazın sıcaklığı 302 K sıcaklığa, özgül hacmi de 0.87 m^3/kg'a yükselmektedir. 11-3 numaralı denklemi kullanarak, dalgalanma sonucu gazın basıncında olan değişimi hesaplayın.



ŞEKİL 11-3
Kısmi türev $(\partial z/\partial x)_y$'nin geometrik gösterimi.



ŞEKİL 11-4
$z(x, y)$ fonksiyonunun toplam diferansiyeli dz'nin geometrik gösterimi.

Çözüm Kesin olmak gerekirse, 11-3 numaralı denklem sadece diferansiyel değişimler için geçerlidir. Fakat bu denklemi kullanarak küçük değişimler için de oldukça hassas sonuçlar elde edilebilir. T ve v'deki değişimler aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$dT \cong \Delta T = (302 - 300)\ \text{K} = 2\ \text{K}$$

ve

$$dv \cong \Delta v = (0.87 - 0.86)\ m^3/kg = 0.01\ m^3/kg$$

Mükemmel bir gaz $Pv = RT$ bağıntısını sağlar. P bu denkleme göre yazılsın:

$$P = \frac{RT}{v}$$

R'nin sabit ve $P = P(T, v)$ olduğu not edilirse, 11-3 numaralı denklemi kullanıp T ve v için ortalama değerler alarak,

$$dP = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T dv$$

$$= \frac{R\,dT}{v} - \frac{RT\,dv}{v^2}$$

$$= [0.287\ \text{kJ/(kg·K)}]\left[\frac{2\ \text{K}}{0.865\ m^3/kg} - \frac{(301\ \text{K})(0.01\ m^3/kg)}{(0.865\ m^3/kg)^2}\right]$$

$$= 0.664\ \text{kPa} - 1.155\ \text{kPa}$$

$$= -0.491\ \text{kPa}$$

elde edilir. Böylece, dalgalanma nedeniyle basınç 0.491 kPa azalır. Eğer sıcaklık sabit kalmış olsaydı ($dT = 0$), özgül hacmin 0.01 m^3/kg artmasıyla basınç 1.155 kPa azalırdı. Fakat eğer özgül hacim sabit kalmış olsaydı ($dv = 0$), sıcaklığın 2 K yükselmesiyle basınç 0.664 kPa artardı (Şekil 11-5). Başka bir anlatımla,

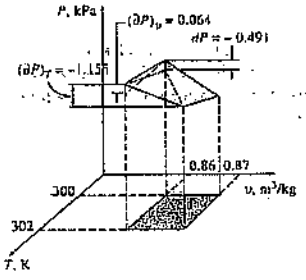
$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dT = (\partial P)_v = 0.664\ \text{kPa}$$

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T dv = (\partial P)_T = -1.155\ \text{kPa}$$

ve

$$dP = (\partial P)_v + (\partial P)_T = 0.664 - 1.155 = -0.491\ \text{kPa}$$

bulunurdu. Doğal olarak, bu problemi mükemmel gaz hal denklemini son halde (302 K, 0.87 m^3/kg) ve ilk halde (300 K ve 0.86 m^3/kg) uygulayıp farkı bularak daha kolay ve tam sonuç alacak bir biçimde çözebilirdik. Bu işlem de



ŞEKİL 11-5
Örnek 11-2'de incelenen dalgalanmanın geometrik gösterimi.

yukarıda bulduğumuz değer olan −0.491 kPa sonucunu verirdi. Böylece, sonlu küçük büyüklüklerin (2 K, 0.01 m^3/kg) yaklaşık olarak diferansiyel büyüklüklere eşdeğer kabul edilebilecekleri sonucuna varılır.

Kısmi Türevlerle İlgili Bağıntılar

11-3 numaralı denklem aşağıda gösterildiği gibi yazılsın:

$$dz = M\,dx + N\,dy \tag{11-4}$$

Burada, $M = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y$ ve $N = \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x$

olmaktadır. M'nin y'ye göre, N'nin de x'e göre kısmi türevleri alınırsa,

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \frac{\partial^2 z}{\partial x\,\partial y} \quad \text{ve} \quad \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y = \frac{\partial^2 z}{\partial y\,\partial x}$$

elde edilir, türevin hangi sırada alındığı özelikler için önemli değildir, çünkü özelikler sürekli nokta fonksiyonlarıdır ve diferansiyelleri tamdır. Bu nedenle yukarıdaki bağıntılar birbirine eşittir:

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y \tag{11-5}$$

Bu bağıntı kısmi türevler için önemli bir bağıntıdır ve matematikte, diferansiyel dz'nin tam olup olmadığını, başka bir deyişle $z(x, y)$ fonksiyonunun nokta fonksiyonu mu yoksa yola bağımlı bir fonksiyon mu olduğunu belirler. Termodinamikte bu bağıntı aşağıda verilen Maxwell bağıntılarının elde edilmesi için kullanılır.

Son olarak kısmi türevler için iki önemli bağıntı elde edilecektir. Bu bağıntılar, karşılıklılık bağıntısı ve çevrimsel bağıntılardır. y ve z bağımsız değişkenler olarak seçilirse $z = z(x, y)$ fonksiyonu, $x = x(y, z)$ biçiminde de ifade edilebilir. Bu durumda x'in toplam diferansiyeli 11-3 numaralı denklem kullanılarak aşağıdaki gibi yazılır:

$$dx = \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z dy + \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y dz \tag{11-6}$$

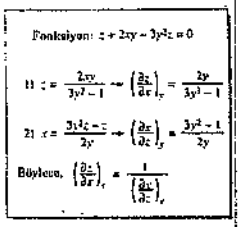
dx, 11-3 ve 11-6 numaralı denklemleri kullanarak yokedilirse,

$$dz = \left[\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x\right] dy + \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dz$$

bulunur. Bu bağıntı yeniden düzenlenirse,

$$\left[\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x\right] dy = \left[1 - \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y\right] dz \tag{11-7}$$

elde edilir. y ve z değişkenleri birbirinden bağımsızdır, bu nedenle birbirinden bağımsız olarak değiştirilebilir. Örneğin y sabit tutularak ($dy = 0$), z'nin değişik değerler alması ($dz \neq 0$) sağlanabilir. Yukarıdaki



ŞEKİL 11-6
$z + 2xy - 3y^2z = 0$ fonksiyonu için karşılıklılık kuralının doğrulanması.

ŞEKİL 11-7
Kısmi diferansiyeller yaşamı zorlaştıran değil, kolaylaştıran araçlardır.

denklemin her zaman geçerli olabilmesi için, köşe parantezler içindeki terimlerin, y ve z'nin değerlerinden bağımsız olarak, sıfır olması gerekir. Köşe parantezlerin içleri sıfıra eşitlenirse:

$$\left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = 1 \longrightarrow \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y = \frac{1}{(\partial z/\partial x)_y} \tag{11-8}$$

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z = -\left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x \longrightarrow \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z \left(\frac{\partial y}{\partial z}\right)_x \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = -1 \tag{11-9}$$

elde edilir. Bu bağıntılardan birincisi **karşılıklılık bağıntısıdır** ve kısmi türevin tersinin, bir bölü kısmi türeve eşit olduğunu göstermektedir (Şekil 11-6). İkinci bağıntı **çevrimsel bağıntıdır** ve termodinamikte sıkça kullanılır (Şekil 11-7).

ÖRNEK 11-3

Mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*a*) çevrimsel bağıntıyı, (*b*) sabit basınçta karşılıklılık bağıntısını doğrulayın.

Çözüm Mükemmel gaz hal denklemi, $Pv = RT$'de üç değişken P, v, ve T vardır. Bunlardan herhangi ikisi bağımsız değişken olarak alınabilir, kalan ise bağımlı değişken olacaktır.

(*a*) 11-9 numaralı denklemde x, y ve z yerine P, v ve T konursa, mükemmel gaz için çevrimsel bağıntı elde edilir.

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v = -1$$

Burada,

$$P = P(v, T) = \frac{RT}{v} \longrightarrow \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = -\frac{RT}{v^2}$$

$$v = v(P, T) = \frac{RT}{P} \longrightarrow \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P}$$

$$T = T(P, v) = \frac{Pv}{R} \longrightarrow \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v = \frac{v}{R}$$

Bu değerler çevrimsel bağıntıda yerine konursa,

$$\left(-\frac{RT}{v^2}\right)\left(\frac{R}{P}\right)\left(\frac{v}{R}\right) = -\frac{RT}{Pv} = -1$$

elde edilir. Doğrulanmak istenen sonuç budur.

(*b*) P = sabit olması durumunda, mükemmel gaz için karşılıklılık bağıntısı aşağıda gösterildiği gibidir:

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{1}{(\partial T/\partial v)_P}$$

Türevler alınır ve yukarıdaki bağıntıda yerlerine konursa,

$$\frac{R}{P} = \frac{1}{P/R} \longrightarrow \frac{R}{P} = \frac{R}{P}$$

elde edilir. Böylece bağıntının doğruluğu gösterilmiş olur.

11-2 ■ MAXWELL BAĞINTILARI

Basit sıkıştırılabilir sistemin P, v, T ve s özeliklerinin kısmi türevleri arasındaki ilişkileri gösteren denklemlere *Maxwell bağıntıları* adı verilir. Bu bağıntılar dört Gibbs denkleminden, termodinamik özeliklerin diferansiyellerinin tam oldukları gözönüne alınarak çıkarılır.

Gibbs bağıntılarından ikisi, 7. Bölümde açıklanan aşağıdaki denklemlerdir:

$$du = T\,ds - P\,dv \tag{11-10}$$

$$dh = T\,ds + v\,dP \tag{11-11}$$

Diğer iki Gibbs bağıntısı, iki yeni bileşik özelikle ilişkilidir. Bu özelikler, Helmholtz fonksiyonu a ve Gibbs fonksiyonu g olup, aşağıda tanımlanmışlardır:

$$a = u - Ts \tag{11-12}$$

$$g = h - Ts \tag{11-13}$$

a ve g'nin tam diferansiyelleri yazılırsa,

$$da = du - T\,ds - s\,dT$$

$$dg = dh - T\,ds - s\,dT$$

elde edilir. Yukarıdaki bağıntılar 11-10 ve 11-11 numaralı denklemleri kullanarak sadeleştirilirse, basit sıkıştırılabilir madde için diğer iki Gibbs bağıntısı bulunur:

$$da = -s\,dT - P\,dv \tag{11-14}$$

$$dg = -s\,dT + v\,dP \tag{11-15}$$

Yukarıda verilen dört Gibbs bağıntısı dikkatle incelendiği zaman, aşağıda verilen biçime uydukları görülür:

$$dz = M\,dx + N\,dy \tag{11-4}$$

Burada,

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y \tag{11-5}$$

olmaktadır. u, h, a ve g özelik oldukları için tam diferansiyelleri vardır. 11-5 numaralı denklem, Gibbs bağıntılarına uygulanırsa,

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v \tag{11-16}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P \tag{11-17}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \tag{11-18}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \tag{11-19}$$

elde edilir. Bu bağıntılara **Maxwell bağıntıları** adı verilir (Şekil 11-8). Termodinamikte bu bağıntıların önemi çok büyüktür, çünkü entropi değişimini hesaplamak için kullanılırlar. Entropi doğrudan ölçülemez, fakat P, v ve T'deki değişimlerden, yukarıdaki bağıntılar kullanılarak

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

ŞEKİL 11-8
Maxwell bağıntılarının termodinamik çözümlemelerindeki önemi büyüktür.

hesaplanabilir. Maxwell bağıntılarının sadece basit sıkıştırılabilir maddeler için geçerli olduğu vurgulanmalıdır. Fakat elektriksel, manyetik ve diğer etkilerin varolduğu basit olmayan sistemler için de benzer bağıntılar aynı kolaylıkla elde edilebilir.

ÖRNEK 11-4

11-19 numaralı denklemle verilen son Maxwell bağıntısının doğruluğunu, 250 °C sıcaklık ve 300 kPa basınçtaki su buharı için gösterin.

Çözüm 11-19 numaralı denklemle verilen Maxwell bağıntısı, basit sıkıştırılabilir bir madde için, entropinin sabit sıcaklıkta basınçla değişiminin, özgül hacmin sabit basınçta sıcaklıkla değişiminin eksi işaretlisine eşit olduğunu belirtmektedir.

Eğer su buharı için, entropi ve özgül hacmin diğer özeliklerle ilişkisini veren kapalı analitik bağıntılar bulunsaydı, kısmi türevler alınarak, bağıntının doğruluğu sınanabilirdi. Fakat, su buharı için elimizde sadece özeliklerin değerlerini belirli aralıklarla veren tablolar bulunmaktadır. Bu nedenle, kitaplıkta araştırma yapmadan problemi çözebilmenin tek yolu, 11-19 numaralı denklemdeki diferansiyel büyüklükleri, belirtilen hal için tablolarda (Tablo A-6) verilen özelik değerlerini kullanarak sonlu büyüklüklerle değiştirmektir.

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

$$\left(\frac{\Delta s}{\Delta P}\right)_{T=250\,^\circ\text{C}} \cong -\left(\frac{\Delta v}{\Delta T}\right)_{P=300\ \text{kPa}}$$

$$\left[\frac{s_{400\ \text{kPa}} - s_{200\ \text{kPa}}}{(400-200)\ \text{kPa}}\right]_{T=250\,^\circ\text{C}} \cong -\left[\frac{v_{300\,^\circ\text{C}} - v_{200\,^\circ\text{C}}}{(300-200)\,^\circ\text{C}}\right]_{P=300\ \text{kPa}}$$

$$\frac{(7.3789 - 7.7085)\ \text{kJ/(kg·K)}}{(400-200)\ \text{kPa}} \cong -\frac{(0.8753 - 0.7163)\ \text{m}^3\text{/kg}}{(300-200)\,^\circ\text{C}}$$

$$-0.00165\ \text{m}^3\text{/(kg·K)} \cong -0.00159\ \text{m}^3\text{/(kg·K)}$$

İki değer yüzde 4 oranında birbirine yakındır. Yukarıda kJ = kPa · m^3 ve sıcaklık farkları için K ≡ °C olduğu not edilmelidir. İki değer arasındaki fark, diferansiyel büyüklükleri sonlu büyüklüklerle değiştirmekten ileri gelmektedir. Aradaki farkın bu kadar küçük olmasından dolayı su buharının verilen halde Maxwell bağıntısını sağladığı söylenebilir.

Bu örnek, izotermal hal değişimi sırasında basit sıkıştırılabilir bir sistemin entropi değişiminin, kolayca ölçülebilen P, v ve T değerlerini kullanarak belirlenebileceğini göstermektedir.

11-3 ■ CLAPEYRON DENKLEMİ

Maxwell bağıntılarının termodinamikteki önemi göründüğünden daha büyüktür. Bu bağıntılar, termodinamik hesaplarda kullanılan başka bağıntıların çıkarılması için de temel oluştururlar. Clapeyron denklemi bu bağıntılardan biridir ve faz değişimiyle ilişkili entalpi değişimini, örneğin buharlaşma entalpisi h_{fg}'yi, sadece P, v ve T değerlerinden yararlanarak hesaplamaya yardımcı olur.

11-18 numaralı denklemle verilen üçüncü Maxwell bağıntısı gözönüne alınsın:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T$$

Faz değişimi sırasında basınç, sadece sıcaklığa bağlı olan doyma basıncıdır, bu nedenle özgül hacimden bağımsızdır. Başka bir anlatımla: $P_{doyma} = f(T_{doyma})$. Bu nedenle kısmi türev $(\partial P/\partial T)_v$, adi türev $(dP/dT)_{doyma}$ olarak yazılabilir. $(dP/dT)_{doyma}$, P-T diyagramında doyma eğrisinin verilen bir doyma halindeki eğimidir (Şekil 11-9). Bu eğim özgül hacimden bağımsızdır, bu nedenle 11-18 numaralı denklem, sabit sıcaklıkta, doymuş sıvı doymuş buhar halleri arasında integre edilirken sabit kalır. Örneğin, sıvının buhara dönüştüğü sabit sıcaklıktaki hal değişimi sırasında integrasyon,

$$s_g - s_f = \left(\frac{dP}{dT}\right)_{doyma}(v_g - v_f) \tag{11-20}$$

veya

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{doyma} = \frac{s_{fg}}{v_{fg}} \tag{11-21}$$

sonucunu verir. Bu hal değişimi sırasında basınç da sabittir. Bu nedenle 11-11 numaralı denklemden,

$$dh = T\,ds + v\,\cancel{dP}^{\,0} \longrightarrow \int_f^g dh = \int_f^g T\,ds \longrightarrow h_{fg} = Ts_{fg}$$

elde edilir. Bu sonuç 11-21 numaralı denklemde yerine konursa,

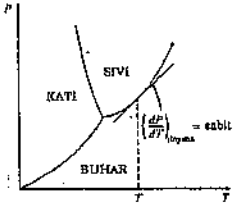
$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{doyma} = \frac{h_{fg}}{Tv_{fg}} \tag{11-22}$$

bulunur. Bu denklem 1799-1864 yılları arasında yaşayan Fransız mühendis ve fizikçi E. Clapeyron'un adıyla, **Clapeyron denklemi** diye bilinir. Bu bağıntı önemli bir bağıntıdır, çünkü verilen bir sıcaklıkta, P-T diyagramında doyma eğrisinin eğimiyle doymuş sıvı ve doymuş buharın özgül hacimleri biliniyorsa, buharlaşma entalpisinin hesaplanmasına olanak sağlar.

Clapeyron denklemi sabit sıcaklık ve basınçta gerçekleşen herhangi bir faz değişimi için geçerlidir. Bu denklem genel olarak,

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{doyma} = \frac{h_{12}}{Tv_{12}} \tag{11-23}$$

şeklinde yazılabilir. Burada 1 ve 2 indisleri iki fazı göstermektedir.



ŞEKİL 11-9
Verilen bir T veya P değerinde, doyma eğrisinin P-T diyagramındaki eğimi sabittir.

ÖRNEK 11-5

Soğutucu akışkan 12'nin 20 °C sıcaklıktaki buharlaşma entalpisini Clapeyron denklemini kullanarak hesaplayın, bulduğunuz değeri tabloda verilen değerle karşılaştırın.

Çözüm 11-22 numaralı denklemden,

$$h_{fg} = Tv_{fg}\left(\frac{dP}{dT}\right)_{doyma}$$

olduğu bilinmektedir. Tablo A-11'den,

$$v_{fg} = (v_g - v_f)_{20\,°C} = (0.03078 - 0.0007525)\ m^3/kg$$
$$= 0.03003\ m^3/kg$$

bulunur. Ayrıca,

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{doyma,\,20\,°C} \cong \left(\frac{\Delta P}{\Delta T}\right)_{doyma,\,20\,°C} = \frac{P_{doyma,\,24\,°C} - P_{doyma,\,16\,°C}}{24\,°C - 16\,°C}$$
$$= \frac{(634.05 - 505.91)\ kPa}{8\,°C} = 16.02\ kPa/K$$

olur. Yukarıda $\Delta T(°C) = \Delta T(K)$ olduğu not edilmelidir. Böylece,

$$h_{fg} = (293\ K)(0.03003\ m^3/kg)(16.02\ kPa/K)\left(\frac{1\ kJ}{1\ kPa \cdot m^3}\right)$$
$$= 140.96\ kJ/kg$$

olarak hesaplanır. 20 °C için, tablolarda verilen h_{fg} değeri 140.91 kJ/kg'dır. İki değer arasındaki küçük fark, doyma eğrisinin 20 °C sıcaklıktaki eğiminin (dP/dT) yukarıda yaklaşık olarak hesaplanmasından ileri gelmektedir.

Clapeyron denklemi, sıvı buhar ve katı buhar faz değişimleri için, bazı yaklaşık işlemlerle, sadeleştirilebilir. Düşük basınçlarda, $v_g >> v_f$ olduğu için $v_{fg} \cong v_g$ olur. Buhar mükemmel gaz kabul edilirse, $v_g = RT/P$ yazılabilir. Bu değerler 11-22 numaralı denklemde yerlerine konursa,

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{doyma} = \frac{Ph_{fg}}{RT^2}$$

veya,

$$\left(\frac{dP}{P}\right)_{doyma} = \frac{h_{fg}}{R}\left(\frac{dT}{T^2}\right)_{doyma}$$

elde edilir. Küçük sıcaklık aralıklarında h_{fg} için ortalama sabit bir değer alınabilir. Böylece yukarıdaki denklem iki doyma hali arasında integre edilirse,

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{doyma} \cong \frac{h_{fg}}{R}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)_{doyma} \tag{11-24}$$

elde edilir. Yukarıdaki denklem **Clapeyron-Clausius denklemi** diye bilinir ve doyma basıncının sıcaklıkla değişimini gösterir. Bu denklem, buharlaşma entalpisi (h_{fg}) yerine sublimasyon entalpisini (h_{ig}) yazarak, katı buhar bölgesi için de kullanılabilir.

ÖRNEK 11-6

Soğutucu akışkan 12'nin −45 °C sıcaklıktaki doyma basıncını, tablolarda verilen değerlerden yararlanarak bulun.

Çözüm Tablo A-11'de özelikler (−40 °C ve daha yukarısı için verilmiştir. Bu nedenle, ya başka kaynaklara başvurmamız, ya da verilen bilgilerden yararlanarak oranlama yapmamız gerekmektedir. 11-24 numaralı denklem bu konuda akılıca bir çözüm getirmektedir:

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{doyma}} \cong \frac{h_{ig}}{R}\left(\frac{1}{T_1}-\frac{1}{T_2}\right)_{\text{doyma}}$$

Verilen problemde, $T_1 = -40$ °C ve $T_2 = -45$ °C olmaktadır. Soğutucu akışkan-12 için Tablo A-1'den $R = 0.06876$ kJ/(kg · K) bulunur. Ayrıca, Tablo A-11'den, −40 °C sıcaklıkta, $h_{ig} = 169.59$ kJ/kg ve $P_1 = P_{\text{doyma, }-40\,°C} = 6.417$ kPa değerleri okunur. Bu değerler yukarıdaki denklemde yerine konursa,

$$\ln\left(\frac{P_2}{6.417\ \text{kPa}}\right) \cong \frac{169.59\ \text{kJ/kg}}{0.06876\ \text{kJ/(kg·K)}}\left(\frac{1}{233\ \text{K}}-\frac{1}{228\ \text{K}}\right)$$

$$P_2 \cong 5.09\ \text{kPa}$$

elde edilir. Bir başka kaynaktan bulunan tam değer 5.04 kPa olmaktadır. Böylece 11-24 numaralı denklemle bulunan değerdeki hata yüzde 1'dir. Bu hata birçok uygulama için kabul edilebilir ölçüdedir. Doğrusal oranlama yapılmış olsaydı sonuç 4.77 kPa bulunurdu, bu durumda hata yaklaşık yüzde 5.4 olmaktadır.

11-4 ■ du, dh, ds, C_v ve C_p için Genel Bağıntılar

Hal postülasına göre, basit sıkıştırılabilir bir sistemin hali, iki bağımsız yeğin özelik verildiği zaman kesin olarak belirlenir. Bu nedenle, sistemin herhangi bir halinde iki bağımsız özelik bilindiği zaman, en azından kuramsal olarak, diğer özeliklerin de hesaplanabilmesi gerekir. Doğrudan ölçülemeyen iç enerji, entalpi ve entropi gibi özelikler için, bu rahatlatıcı bir durumdur. Fakat bu özeliklerin, ölçülebilen özeliklerden hesaplanabilmesi, iki grup özelik arasında basit ve hassas sonuç veren bağıntıların bulunmasına bağlıdır.

Aşağıdaki paragraflarda, iç enerji, entalpi ve entropi değişimlerini sadece basınç, özgül hapim, sıcaklık ve özgül ısılarla ifade eden genel bağıntılar geliştirilecektir. Ayrıca özgül ısılarla ilgili bazı genel bağıntılar çıkarılacaktır. Geliştirilen bağıntılar, bu özeliklerdeki *değişimlerin* hesaplanmasını sağlayacaktır. Verilen bir halde özeliklerin değerleri ancak bir referans hali belirlendikten sonra bulunabilir. Referans halinin seçimi için kesin kurallar yoktur.

1 İç Enerji Değişimleri

İç enerjinin T ve v'nin fonksiyonu olduğu, başka bir deyişle, $u = u(T, v)$ olduğu kabul edilir ve toplam diferansiyeli alınırsa (11-3 numaralı denklem),

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv$$

elde edilir. C_v'nin tanımından yararlanarak bu bağıntı şöyle de yazılabilir:

$$du = C_v\, dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv \qquad (11\text{-}25)$$

Bu kez de entropinin T ve v'nin fonksiyonu olduğu, başka bir deyişle, $s = s(T, v)$ olduğu kabul edilir ve toplam diferansiyeli alınırsa,

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T dv \qquad (11\text{-}26)$$

elde edilir. Bu sonuç $T\,ds$ bağıntısı $du = T\,ds - P\,dv$ denkleminde yerine konursa,

$$du = T\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \left[T\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T - P\right] dv \qquad (11\text{-}27)$$

bulunur. 11-25 ve 11-27 numaralı denklemlerde dT ve dv'nin katsayıları eşitlenirse,

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v = \frac{C_v}{T}$$
$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T - P \qquad (11\text{-}28)$$

bulunur. Üçüncü Maxwell bağıntısı (11-18 numaralı denklem) kullanılarak yukarıdaki denklem şöyle yazılabilir:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P$$

Bu bağıntı, 11-25 numaralı denklemde yerine konursa, du için istenen bağıntı bulunmuş olur:

$$du = C_v\, dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right] dv \qquad (11\text{-}29)$$

Basit sıkıştırılabilir bir sistemin (T_1, v_1)'den (T_2, v_2)'ye hal değişimi sırasında, iç enerjisindeki değişim integrasyonla hesaplanır:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_v\, dT + \int_{v_1}^{v_2}\left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right] dv \qquad (11\text{-}30)$$

2 Entalpi Değişimleri

Entalpi değişimi dh için genel bağıntı, yukarıda iç enerji için kullanılan yöntemle çıkarılacaktır. Bu kez entalpinin T ve P'nin fonksiyonu olduğu, başka bir deyişle $h = h(T, P)$ olduğu kabul edilir ve toplam diferansiyeli alınırsa,

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP$$

elde edilir. C_p'nin tanımından yararlanarak bu bağıntı şöyle de yazılabilir:

$$dh = C_p\, dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP \qquad (11\text{-}31)$$

Bu kez de entropinin T ve P'nin fonksiyonu olduğu, başka bir deyişle $s = s(T, P)$ olduğu kabul edilir ve toplam diferansiyeli alınırsa,

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T dP \tag{11-32}$$

elde edilir. Bu sonuç $T\,ds$ bağıntısı $dh = T\,ds + v\,dP$ denkleminde yerine konursa,

$$dh = T\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P dT + \left[T\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T + v\right] dP \tag{11-33}$$

bulunur. 11-31 ve 11-33 numaralı denklemlerde dT ve dP'nin katsayıları eşitlenirse,

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P &= \frac{C_p}{T} \\ \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T &= T\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T + v \end{aligned} \tag{11-34}$$

elde edilir. Dördüncü Maxwell bağıntısı (11-19 numaralı denklem) kullanılarak yukarıdaki denklem şöyle yazılabilir:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

Bu bağıntı 11-31 numaralı denklemde yerine konursa, dh için istenen bağıntı bulunmuş olur:

$$dh = C_p\,dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP \tag{11-35}$$

Basit sıkıştırılabilir bir sistemin (T_1, P_1)'den (T_2, P_2)'ye hal değişimi sırasında, entalpisindeki değişim integrasyonla hesaplanır:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_p\,dT + \int_{P_1}^{P_2}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP \tag{11-36}$$

Uygulamada, kullanım kolaylığına göre, ya denklem 11-30 kullanılarak $u_2 - u_1$, ya da denklem 11-36 kullanılarak $h_2 - h_1$ hesaplanır. Hesaplanmayan özelik entalpinin tanımından $h = u + Pv$ bulunabilir:

$$h_2 - h_1 = u_2 - u_1 + (P_2v_2 - P_1v_1) \tag{11-37}$$

3 Entropi Değişimleri

Basit sıkıştırılabilir sistemin entropi değişimleri için, bu bölümde daha önce geliştirilen bağıntılardan yararlanarak iki bağıntı elde edilecektir.

Birinci bağıntı, s'nin 11-26 numaralı denklemle verilen toplam diferansiyelindeki birinci kısmi türevinin yerine 11-28 numaralı denklemi, ikinci kısmi türevinin yerine ise 11-18 numaralı denklemle verilen üçüncü Maxwell bağıntısını koyarak elde edilecektir:

$$ds = \frac{C_v}{T}\,dT + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv \tag{11-38}$$

ve

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_v}{T}\,dT + \int_{v_1}^{v_2}\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv \tag{11-39}$$

İkinci bağıntı ise, s'nin 11-32 numaralı denklemle verilen toplam diferansiyelindeki birinci kısmi türevinin yerine 11-34 numaralı denklemi, ikinci kısmi türevinin yerine ise 11-19 numaralı denklemle verilen dördüncü Maxwell bağıntısını koyarak elde edilecektir:

$$ds = \frac{C_p}{T}\,dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP \tag{11-40}$$

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_p}{T}\,dT - \int_{P_1}^{P_2}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP \tag{11-41}$$

Bu bağıntılardan ikisi de entropi değişimini hesaplamak için kullanılabilir. Hangisinin kullanılacağı elde olan bilgiye bağlıdır.

4 Özgül Isılar C_v ve C_p

Mükemmel bir gazın özgül ısılarının sadece sıcaklığa bağlı olduğu 3. Bölümde açıklanmıştı. Fakat genel bir saf madde için özgül ısılar, sıcaklığın yanında özgül hacme ve basınca da bağlıdır. Aşağıda bir maddenin özgül ısılarını basınç, özgül hacim ve sıcaklığa göre ifade eden bağıntılar geliştirilecektir.

Düşük basınçlarda gazlar, mükemmel gaz gibi davranırlar ve özgül ısıları temel olarak sıcaklığa bağlı olur. Bu özgül ısılar *sıfır basınç* veya *mükemmel gaz özgül ısıları* diye adlandırılır, C_{p0} ve C_{v0} ile gösterilirler. Bu değerlerin belirlenmesi göreceli olarak daha kolaydır. Bu nedenle, daha yüksek basınçlardaki (veya daha küçük özgül hacimlerdeki) özgül ısıları, bilinen C_{v0} veya C_{p0} değeri ve maddenin P-v-T davranışıyla ifade eden genel bağıntılar geliştirilmiştir. Bu bağıntılar diferansiyelin tam olup olmadığını gösteren 11-5 numaralı denklemi, 11-38 ve 11-40 numaralı denklemlere uygulayarak bulunabilir:

$$\left(\frac{\partial C_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v \tag{11-42}$$

ve

$$\left(\frac{\partial C_p}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P \tag{11-43}$$

C_p ile C_{p0} arasındaki fark, 11-43 numaralı denklemi, sabit sıcaklıkta bir hal değişimi boyunca 0'dan P basıncına kadar integre ederek hesaplanabilir:

$$(C_p - C_{p0})_T = -T\int_0^P \left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P dP \tag{11-44}$$

Sağ taraftaki integrasyonun yapılabilmesi için, sadece maddenin P-v-T davranışının bilinmesi gerekir. İntegral içindeki terim, belirli bir P de-

üzerinde v'nin T'ye göre ikinci türevinin hesaplanmasını gerektirmektedir. Bulunan değerler daha sonra T sabit kalırken P'ye göre integre edilmektedir.

Özgül ısılarla ilgili bir başka genel bağıntı, özgül ısılar C_p ve C_v arasındaki ilişkiyi veren bağıntıdır. Böyle bir bağıntının sağlayacağı yarar açıktır. Bir özgül ısının bilinmesi (genellikle C_p) diğerinin de bu bağıntıyı ve P-v-T değerlerini kullanarak hesaplanmasını sağlar. Böyle bir bağıntı elde edebilmek için önce 11-38 ve 11-40 denklemleriyle verilen iki ds bağıntısı eşitlenerek dT bulunsun:

$$dT = \frac{T(\partial P/\partial T)_v}{C_p - C_v}\,dv + \frac{T(\partial v/\partial T)_P}{C_p - C_v}\,dP$$

$T = T(v, P)$ olarak seçilir ve türev alınırsa,

$$dT = \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_P dv + \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v dP$$

elde edilir. Yukarıdaki denklemlerde dv veya dP'nin katsayıları eşitlenirse, istenen bağıntı elde edilir:

$$C_p - C_v = T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \tag{11-45}$$

Bu bağıntının bir benzeri, çevrimsel bağıntıdan yararlanarak bulunabilir:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_P \left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T = -1 \longrightarrow \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$$

Bu sonuç 11-45 numaralı denklemde yerine konursa,

$$C_p - C_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T \tag{11-46}$$

elde edilir. Bu bağıntı **hacimsel genişleyebilirlik** β ve **izotermal sıkıştırılabilirlik** α adı verilen ve aşağıda tanımlanan, iki başka termodinamik özelik cinsinden ifade edilebilir (Şekil 11-10):

$$\beta = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \tag{11-47}$$

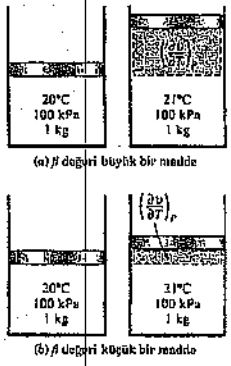
ve

$$\alpha = -\frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T \tag{11-48}$$

Bu bağıntılar 11-46 numaralı denklemde yerine konulduğu zaman, $C_p - C_v$ için üçüncü bir genel bağıntı elde edilir:

$$C_p - C_v = \frac{vT\beta^2}{\alpha} \tag{11-49}$$

Bu bağıntı, 1814 ile 1878 yılları arasında yaşayan Alman doktor ve fizikçi J. R. Mayer'in termodinamiğe katkılarından dolayı *Mayer bağıntısı* diye bilinir. Bu denklemden birkaç sonuç çıkarılabilir:



ŞEKİL 11-10
Hacimsel genişleyebilirlik (veya hacimsel genleşme katsayısı), sabit basınçta hacmin sıcaklıkla değişiminin ölçüsüdür.

1 İzotermal sıkıştırılabilirlik, (tüm maddeler için ve tüm fazlarda artı değerde bir büyüklüktür. Hacimsel genişleyebilirlik bazı maddeler için, örneğin 4 °C sıcaklığın altındaki sıvı su için eksi değer alabilir, fakat karesi her zaman artı bir değer veya sıfır olacaktır. Bu bağıntıdaki sıcaklık, mutlak sıcaklıktır, bu nedenle artı değere sahiptir. Böylece, *sabit basınçta özgül ısının, sabit hacimde özgül ısıdan büyük veya eşit* olduğu sonucuna varılır:

$$C_p \geq C_v \tag{11-50}$$

2 C_p ile C_v arasındaki fark, mutlak sıcaklık sıfıra giderken sıfıra yaklaşır.

3 Gerçek sıkıştırılamayan maddeler için iki özgül ısı birbirine eşittir, çünkü v sabittir. Sıvı ve katılar gibi hemen hemen sıkıştırılamaz olan maddeler için iki özgül ısı arasındaki fark küçüktür ve genellikle ihmal edilir.

ÖRNEK 11-7

Van der Waals hal denklemine uyan bir gaz için, iç enerji değişimini veren bir bağıntı geliştirin. Çözüm aralığında C_v'nin değişiminin, c_1 ve c_2 birer sabit olmak üzere, $C_v = c_1 + c_2T$ bağıntısıyla verildiğini kabul edin.

Çözüm Basit, sıkıştırılabilir bir sistemin herhangi bir fazda ve herhangi bir hal değişimi sırasında, iç enerji değişimi 11-30 numaralı denklemle belirlenir:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_v\,dT + \int_{v_1}^{v_2} \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right] dv$$

Van der Waals denklemi 2. Bölümde incelenmiş ve aşağıda gösterildiği gibi ifade edilmişti:

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2}$$

Bu durumda

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v-b}$$

$$T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P = \frac{RT}{v-b} - \frac{RT}{v-b} + \frac{a}{v^2} = \frac{a}{v^2}$$

olur. Bu değerler ilk denklemde yerine konursa,

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} (c_1 + c_2T)\,dT + \int_{v_1}^{v_2} \frac{a}{v^2}\,dv$$

elde edilir. İntegrasyon yapılınca istenen bağıntı elde edilir:

$$u_2 - u_1 = c_1(T_2 - T_1) + \frac{c_2}{2}(T_2^2 - T_1^2) + a\left(\frac{1}{v_1} - \frac{1}{v_2}\right)$$

ÖRNEK 11-8

(*a*) Mükemmel bir gazın, (*b*) sıkıştırılamayan bir maddenin iç enerjilerinin sadece sıcaklığın fonksiyonu olduğunu, başka bir anlatımla, $u = u(T)$ olduğunu gösterin.

Çözüm Basit sıkıştırılabilir bir maddenin iç enerjisindeki diferansiyel değişim 11-29 numaralı denklemle verilir:

$$du = C_v\,dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right]dv$$

(*a*) Mükemmel bir gaz için $Pv = RT$ olduğundan dolayı:

$$T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P = T\left(\frac{R}{v}\right) - P = P - P = 0$$

Böylece, $$du = C_v\,dT$$

olur. İç enerjinin sadece sıcaklığın fonksiyonu olduğunu kanıtlamak için C_v'nin de özgül hacimden bağımsız olduğunu göstermek gerekir. Bu, 11-42 numaralı denklemin yardımıyla yapılabilir:

$$\left(\frac{\partial C_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v$$

Mükemmel bir gaz için $P = RT/v$ olduğundan dolayı,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v} \quad \text{ve} \quad \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v = \left[\frac{\partial (R/v)}{\partial T}\right]_v = 0$$

olur, böylece, $$\left(\frac{\partial C_v}{\partial v}\right)_T = 0$$

sonucuna varılır. Başka bir anlatımla, C_v, özgül hacmin fonksiyonu değildir. Bu nedenle, mükemmel gazın iç enerjisi sadece sıcaklığın fonksiyonudur (Şekil 11-11).

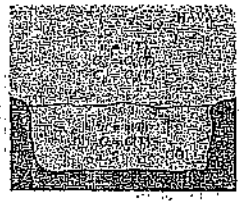
(*b*) Sıkıştırılamayan bir madde için v sabittir, bu nedenle $dv = 0$ olur. Ayrıca 11-49 numaralı denklemden $C_p = C_v = C$ yazılabilir, çünkü sıkıştırılamayan bir madde için $\alpha = \beta = 0$'dır. Bu durumda 11-29 numaralı denklem aşağıdaki biçimi alır:

$$du = C\,dT$$

Burada da kanıtın tamamlanabilmesi için C'nin basınç veya özgül hacimden bağımsız olduğunun gösterilmesi gerekir. 11-43 numaralı denklemi kullanarak bunu gösterebiliriz:

$$\left(\frac{\partial C_p}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P = 0$$

Çünkü özgül hacim v sabittir. Bu nedenle, sıkıştırılamayan bir maddenin iç enerjisinin sadece sıcaklığa bağlı olduğu sonucuna varılır.

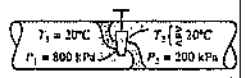


ŞEKİL 11-11
Mükemmel gazların ve sıkıştırılamayan maddelerin iç enerjileri ve özgül ısıları sadece sıcaklığa bağlıdır.

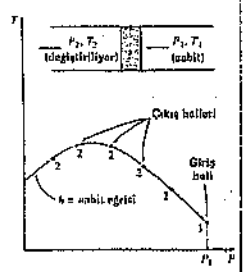
ÖRNEK 11-9

Mükemmel bir gaz için $C_p - C_v = R$ olduğunu gösterin.

Çözüm Bu bağıntı 11-46 numaralı denklemin sağ tarafının mükemmel gazın gaz sabiti R'ye eşit olduğunu göstererek kolayca kanıtlanabilir:



ŞEKİL 11-12
Bir akışkanın sıcaklığı, kısılma işlemi sırasında azalabilir, artabilir veya değişmeyebilir.



ŞEKİL 11-13
P-T diyagramında h = sabit eğrisinin elde edilişi.

$$C_p - C_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p^2\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$$

$$P = \frac{RT}{v} \longrightarrow \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = -\frac{RT}{v^2} = -\frac{P}{v}$$

$$v = \frac{RT}{P} \longrightarrow \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p^2 = \left(\frac{R}{P}\right)^2$$

Bu sonuçlar ilk denklemde yerine konursa,

$$-T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p^2\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = -T\left(\frac{R}{P}\right)^2\left(-\frac{P}{v}\right) = R$$

Böylece, $$C_p - C_v = R$$

sonucu kanıtlanmış olur.

11-5 ■ JOULE-THOMSON KATSAYISI

Bir akışkan gözenekli bir tapa, kılcal bir boru veya bir vana gibi akış kesit alanını küçülten bir elemandan geçerken basıncı düşer. 4. Bölümde gösterildiği gibi, bu tür bir hal değişiminde entalpi sabit kalır ve bu hal değişimine kısılma işlemi adı verilir. Hatırlanacağı gibi, akışkanın sıcaklığı kısılma sonunda büyük ölçüde düşebilir. Soğutma makinelerinde ve iklimlendirme cihazlarında amaçlanan budur. Fakat, kısılma işlemi sırasında bir akışkanın sıcaklığı düşmeyebilir, hatta artabilir (Şekil 11-12).

Kısılma işlemi sırasında (h = sabit) akışkanın sıcaklığının değişimi, aşağıda tanımlanan Joule-Thomson katsayısı μ ile belirlenir:

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h \tag{11-51}$$

Başka bir deyişle, Joule-Thomson katsayısı sabit entalpide bir hal değişimi sırasında sıcaklığın basınçla nasıl değiştiğinin ölçüsüdür. Bir kısılma işlemi sırasında μ'nün alacağı değer aşağıda gösterilmiştir:

$$\mu \begin{cases} < 0 & \text{sıcaklık artar} \\ = 0 & \text{sıcaklık sabit kalır} \\ > 0 & \text{sıcaklık azalır} \end{cases}$$

11-51 numaralı denklem dikkatle incelenirse, Joule-Thomson katsayısının T-P diyagramında h = sabit eğrilerinin eğimini gösterdiği görülür. Bu eğrilerin çizilebilmesi için, bir kısılma işlemi sırasında sadece sıcaklık ve basıncın ölçülmesi yeterlidir. Sıcaklığı ve basıncı bilinen (bu nedenle entalpisi bilinen) bir akışkan, kısılma vanasından geçirilerek çıkış basıncı ve sıcaklığı ölçülür. Deney farklı akış kesit alanı olan vanalarla tekrarlanırsa, farklı T_2 ve P_2 değerleri elde edilir. Bu değerler T-P diyagramında işaretlenir ve bir eğriyle birleştirilirse, Şekil 11-13'te gösterildiği gibi sabit h eğrisi elde edilir. Şekil 11-14'te gösterildiği gibi kısılma vanasına giriş halini değiştirerek farklı sabit h eğrileri çizmek mümkündür.

T-P diyagramında sabit entalpi eğrilerinin bazıları eğimin veya Joule Thomson katsayısının sıfır olduğu noktalardan geçer. Sıfır eğim noktalarından geçen eğriye dönme eğrisi adı verilir. Dönme eğrisinin sabit entalpi eğrisini kestiği noktadaki sıcaklık ise dönme sıcaklığı diye bilinir. Dönme eğrisinin üst bölümünün $P = 0$ doğrusuna (T eksenine) kavuştuğu noktadaki sıcaklık maksimum dönme sıcaklığıdır. Dikkat edilirse, h = sabit eğrilerinin eğimleri, dönme eğrisinin sağ tarafında eksi ($\mu < 0$), dönme eğrisinin sol tarafında ise artıdır ($\mu > 0$).

Bir kısılma işlemi, sabit entalpi eğrisi üzerinde azalan basınç yönünde, başka bir deyişle sağdan sola doğru gerçekleşir. Bu nedenle, dönme eğrisinin sağında kalan bir akışkan için, sıcaklık, kısılma işlemi sırasında artar. Dönme eğrisinin solunda kalan bir akışkan için ise, sıcaklık, kısılma işlemi sırasında azalır. Şekil 11-14'ten de açıkça görüleceği gibi, soğutma etkisi sağlayabilmek için akışkanın maksimum dönme sıcaklığının altında olması gerekir. Maksimum dönme sıcaklığı oda sıcaklığının çok altında olan maddeler için bu bir sorun yaratır. Örneğin, hidrojenin maksimum dönme sıcaklığı −68 °C'dir. Bu nedenle hidrojeni bir kısılma vanasından geçirerek soğutma etkisi sağlanmak istenirse, hidrojeni bu sıcaklığın altına soğutmak gerekir.

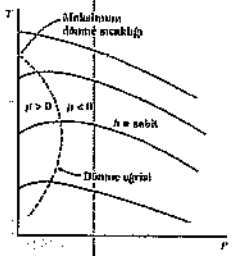
Joule-Thomson katsayısını özgül ısılar, basınç, özgül hacim ve sıcaklıkla ifade eden genel bir bağıntı çıkarılabilir. Bu işlem entalpi değişimini veren 11-35 numaralı genel bağıntıyı yeniden düzenleyerek yapılabilir:

$$dh = C_p\,dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP$$

Entalpinin sabit olduğu bir hal değişimi için $dh = 0$ olur. Bu durumda yukarıdaki denklem şu şekli alır:

$$\frac{1}{C_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h = \mu \qquad (11\text{-}52)$$

Böylece, Joule-Thomson katsayısı maddenin özgül ısısı ve P-v-T davranışı bilindiği zaman belirlenebilir. Joule-Thomson katsayısı biliniyorsa, yukarıdaki bağıntı hal denklemiyle birlikte kullanılarak, maddenin sabit basınçta özgül ısısı kolaylıkla hesaplanır.



ŞEKİL 11-14
Bir maddenin T-P diyagramında sabit entalpi eğrileri.

ÖRNEK 11-10

Mükemmel bir gaz için Joule-Thomson katsayısının sıfır olduğunu gösterin.

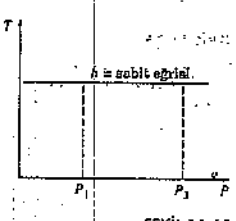
Çözüm Mükemmel bir gaz için $v = RT/P$ olduğundan,

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P}$$

yazılabilir. Bu sonuç, 11-52 numaralı denklemde yerine konursa,

$$\mu = \frac{1}{C_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] = \frac{1}{C_p}\left[v - T\frac{R}{P}\right] = -\frac{1}{C_p}(v - v) = 0$$

elde edilir. Bu sonuç şaşırtıcı değildir, çünkü mükemmel bir gazın entalpisi sadece sıcaklığın fonksiyonudur, başka bir anlatımla: $h = h(T)$. Bu da entalpi değişmediği sürece sıcaklığın sabit kalacağı anlamına gelir. Bu nedenle kısılma işlemi mükemmel bir gazı soğutmak için kullanılamaz (Şekil 11-15).



ŞEKİL 11-15
Mükemmel bir gazın sıcaklığı, kısılma işlemi sırasında sabit kalır, çünkü T-P diyagramında h = sabit ve T = sabit eğrileri çakışır.

11-6 ■ Gerçek Gazların Δh, Δu ve Δs Değerleri

Düşük basınçlarda gazların mükemmel gaz gibi davrandıkları ve $Pv = RT$ hal denklemini sağladıkları daha önce birkaç kez belirtilmişti. Mükemmel gazların özeliklerinin hesaplanması zor değildir, çünkü u, h, C_p ve C_v sadece sıcaklığa bağlıdırlar. Fakat basınç yükseldiği zaman gazlar mükemmel gaz davranışından önemli ölçüde sapma gösterir ve bu olgunun hesaplarda gözönüne alınması gerekir. 2. Bölümde P, v ve T özeliklerindeki sapmalar daha karmaşık hal denklemleri kullanarak veya sıkıştırılabilme diyagramından sıkıştırılabilme çarpanı Z'yi bularak hesaplanmıştı. Bu bölümde çözümleme, gerçek gazların iç enerji, entalpi ve entropilerinin hesaplanmasını da kapsayacak biçimde genişletilecektir. Bu amaçla, du, dh ve ds için bu bölümde daha önce çıkarılan genel bağıntılar kullanılacaktır.

1 Gerçek Gazların Entalpi Değişimleri

Gerçek bir gazın entalpisi genelde hem sıcaklığa hem de basınca bağlıdır. Bu nedenle bir hal değişimi sırasında gerçek gazın entalpi değişimi 11-36 numaralı denklemle verilen genel bağıntıdan hesaplanabilir:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_p\,dT + \int_{P_1}^{P_2}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP$$

Burada P_1, T_1 ve P_2, T_2 gazın ilk ve son hallerdeki basınç ve sıcaklıklarıdır. İzotermal veya sabit sıcaklıkta bir hal değişimi için $dT = 0$ olur ve birinci terim silinir. Sabit basınçta bir hal değişimi için $dP = 0$ olur ve ikinci terim silinir.

Özelikler nokta fonksiyonlarıdır, bu nedenle bir özeliğin iki hal arasındaki değişimi, izlenen yoldan veya hal değişiminin nasıl olduğundan bağımsızdır. Bu olgudan yola çıkarak 11-36 numaralı denklemin integrasyonu önemli ölçüde basitleştirilebilir. Örnek olarak, Şekil 11-16'da T-s diyagramında gösterilen hal değişimi incelensin. Bu hal değişimi sırasındaki entalpi değişimi $h_2 - h_1$, integrasyonu ilki izotermal (T_1 = sabit ve T_2 = sabit) ve bir sabit basınçta (P_0 = sabit) bölümden oluşan başka bir hal değişimi üzerinde yaparak hesaplanabilir (Şekil 11-16).

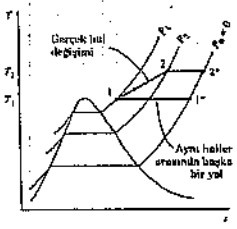
Bu yaklaşım integrasyonların sayısını artırmakla birlikte bir kolaylık da sağlar, çünkü hal değişiminin her bir bölümünde özeliklerden biri sabit kalmaktadır. P_0 basıncı, çok düşük veya sıfır alınabilir. Bu durumda P_0 = sabit hal değişimi sırasında gaz, mükemmel gaz kabul edilebilir. (*) üssü mükemmel gaz halini göstermek için kullanılırsa, gerçek gazın 1-2 hal değişimi sırasındaki entalpi değişimi şöyle yazılabilir:

$$h_2 - h_1 = (h_2 - h_2^*) + (h_2^* - h_1^*) + (h_1^* - h_1) \qquad (11\text{-}53)$$

Bu bağıntıdaki terimler, 11-36 numaralı denklemden tek tek hesaplanabilir:

$$h_2 - h_2^* = 0 + \int_{P_2^*}^{P_2}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right]_{T = T_2} dP$$

$$= \int_0^{P_2}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right]_{T = T_2} dP \qquad (11\text{-}54)$$



ŞEKİL 11-16
Gerçek gazların entalpi değişimlerini hesaplamak için izlenen yol.

$$h_2^* - h_1^* = \int_{T_1}^{T_2} C_p^* \, dT + 0 = \int_{T_1}^{T_2} C_{p0}(T) \, dT \tag{11-55}$$

$$h_1^* - h_1 = 0 + \int_{P_1}^{P^*} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_1} dP$$

$$= -\int_0^{P_1} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_1} dP \tag{11-56}$$

h ile h^* arasındaki fark **entalpi sapması** diye adlandırılır ve bir gazın entalpisinin sabit sıcaklıkta basınçla değişimini verir. Entalpi sapmasının hesaplanabilmesi için gazın P-v-T davranışının (hal denkleminin) bilinmesi gerekir. Eğer bu bilgi yoksa, $Pv = ZRT$ bağıntısı kullanılabilir. Z, ikinci bölümde tanımlanan sıkıştırılabilme çarpanıdır. Yukarıdaki denklemde v yerine ZRT/P konup sadeleştirme yapılırsa, herhangi bir sıcaklık ve basınçta entalpi sapması aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$(h^* - h)_T = -RT^2 \int_0^P \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \frac{dP}{P}$$

Yukarıdaki denklem, $T_R = T/T_{cr}$ ve $P_R = P/P_{cr}$ şeklinde tanımlanan indirgenmiş koordinatlarda yazılarak genelleştirilebilir. Bazı düzenlemelerden sonra, entalpi sapması, boyutsuz olarak,

$$Z_h = \frac{(\bar{h}^* - \bar{h})_T}{R_u T_{cr}} = T_R^2 \int_0^{P_R} \left(\frac{\partial Z}{\partial T_R}\right)_{P_R} d(\ln P_R) \tag{11-57}$$

biçiminde yazılır. Burada Z_h, **entalpi sapma çarpanıdır**. Yukarıda verilen integral değişik P_R ve T_R değerleri için, sıkıştırılabilme diyagramından elde edilecek bilgileri kullanarak, grafik veya sayısal yöntemlerle integre edilebilir. Z_h değerleri P_R ve T_R'nin fonksiyonu olarak Şekil A-31'de verilmiştir. Bu diyagram, **genelleştirilmiş entalpi sapma diyagramı** diye bilinir. Bu diyagramın kullanılarak, verilen bir basınç ve sıcaklıktaki gazın entalpisinin aynı sıcaklıktaki mükemmel gazın entalpisinden sapması bulunabilir. Eğer h^* yerine $h_{\text{mükemmel}}$ yazılırsa, gerçek bir gazın 1-2 hal değişimi sırasındaki entalpi değişimi,

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = R_u T_{cr}(Z_{h_1} - Z_{h_2}) + (\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{\text{mükemmel}} \tag{11-58}$$

veya

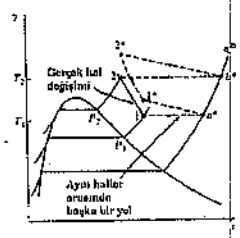
$$h_2 - h_1 = RT_{cr}(Z_{h_1} - Z_{h_2}) + (h_2 - h_1)_{\text{mükemmel}} \tag{11-59}$$

olarak hesaplanabilir. Burada Z_h değerleri genelleştirilmiş entalpi sapma diyagramından, $(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{\text{mükemmel}}$ değerleri de mükemmel gaz tablolarından bulunabilir. Mükemmel bir gaz için, denklemlerin sağ tarafında bulunan birinci terimler sıfır olmaktadır.

2 Gerçek Gazların İç Enerji Değişimleri

Gerçek bir gazın iç enerji değişimi, entalpi değişimi hesaplandıktan sonra, $\bar{h} = \bar{u} + P\bar{v} = \bar{u} + ZR_uT$ bağıntılarından yararlanarak hesaplanır:

$$\bar{u}_2 - \bar{u}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1) - R_u(Z_2T_2 - Z_1T_1) \tag{11-60}$$



ŞEKİL 11-17
Gerçek gazların entropi değişimlerini hesaplamak için izlenen yol.

3 Gerçek Gazların Entropi Değişimi

Gerçek bir gazın entropi değişimi, yukarıda entalpi değişimi için kullanılan yönteme benzer bir yaklaşımla belirlenir. Fakat, mükemmel bir gazın entropisinin sıcaklığın yanısıra basınca da bağlı olmasından dolayı, denklemlerin çıkarılmasında bazı farklılıklar vardır.

ds için genel bağıntı 11-41 numaralı denklemle verilmişti:

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_p}{T} dT - \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP$$

Burada P_1, T_1 ve P_2, T_2 gazın ilk ve son hallerdeki basınç ve sıcaklıklarıdır. İntegrasyonu yapmak için akla gelen ilk yol, yukarıda entalpi değişimi hesaplanırken yapıldığı gibi, integrasyonu önce T_1 sabit sıcaklığında sıfır basınca, daha sonra sıfır basınçta T_2 sıcaklığına, son olarak da T_2 sabit sıcaklığında P_2 basıncına olmak üzere üç adımda yapmaktır. Fakat bu yöntem entropi değişimi hesapları için uygun değildir, çünkü entropinin sıfır basınçtaki değerinin kullanımını gerektirir, bu değer de sonsuzdur. Bu zorluğun üstesinden integrasyonu daha farklı ve daha karmaşık bir yol üzerinde yaparak gelinebilir. İzlenecek yol Şekil 11-17'de gösterilmiştir. Bu durumda entropi değişimi şöyle ifade edilir:

$$s_2^* - s_1^* = (s_2^* - s_b^*) + (s_b^* - s_2^*) + (s_2^* - s_1^*)$$
$$+ (s_1^* - s_a^*) + (s_a^* - s_1^*) \tag{11-61}$$

1 ve 1* halleri aynıdır ($T_1 = T_1^*$ ve $P_1 = P_1^*$). Benzer olarak 2 ve 2* halleri de aynıdır. 1* ve 2* halleri sadece sanal haller olup, gazın 1* halinde, 2* halinde ve bu iki halin arasında mükemmel bir gaz gibi davrandığı kabul edilmektedir. Böylece, 1*-2* hal değişimi sırasında entropi değişimi, mükemmel gazın entropi değişimi için verilen bağıntılardan hesaplanabilir. Gerçek haliyle onun karşılığı olan sanal mükemmel gaz hali arasındaki entropi farkının hesabı ise biraz daha karmaşık olup aşağıda açıklandığı gibi genelleştirilmiş entropi sapma diyagramının kullanımını gerektirir.

P basıncında ve T sıcaklığında bir gaz gözönüne alınsın. Bu gazın entropisinin aynı sıcaklık ve basınçtaki mükemmel gazın entropisinden farkını hesaplamak için, gerçek halden (P, T) sıfır basınca (veya sıfıra yakın bir basınca), buradan da sanal mükemmel gaz haline (P^*, T^*) iki adımlı izotermal bir hal değişimi düşünelim (Şekil 11-17). Bu izotermal hal değişimi sırasındaki entropi değişimi şöyle ifade edilebilir:

$$(s_P^* - s_P^*)_T = (s_P - s_0^*)_T + (s_0^* - s_P^*)_T$$
$$= -\int_0^P \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP - \int_P^0 \left(\frac{\partial v^*}{\partial T}\right)_P dP$$

Burada, $v = ZRT/P$ ve $v^* = v_{\text{mükemmel}} = RT/P$ olmaktadır. Türevler alınır ve düzenleme yapılırsa,

$$(s_P^* - s_P)_T = \int_0^P \left[\frac{(1-Z)R}{P} - \frac{RT}{P}\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P\right] dP$$

elde edilir. $T = T_{cr}T_R$ ve $P = P_{cr}P_R$ şeklinde ifade edilir ve sadeleştirme yapılırsa, entropi sapması boyutsuz olarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Z_s = \frac{(\bar{s}^* - \bar{s})_{T,P}}{R_u} = \int_0^{P_R} \left[Z - 1 + T_R \left(\frac{\partial Z}{\partial T_R} \right)_{P_R} \right] d(\ln P_R) \quad (11\text{-}62)$$

$(\bar{s}^* - \bar{s})_{T,P}$ **entropi sapması**, Z_s de **entropi sapma çarpanı** diye tanımlanır. Yukarıdaki denklemde yer alan integral, sıkıştırılabilme diyagramından okunacak değerlerle hesaplanabilir. Z_s değerleri P_R ve T_R'nin fonksiyonu olarak Şekil A-32'de verilmiştir. Bu diyagram **genelleştirilmiş entropi sapma diyagramı** diye bilinir. Bu diyagramı kullanarak, verilen bir sıcaklık ve basınçtaki gazın entropisiyle aynı sıcaklık ve basınçtaki mükemmel gazın entropisinin farkı hesaplanabilir. s^* yerine $s_{\text{mükemmel}}$ yazılırsa, bir gazın 1-2 hal değişimi sırasındaki entropi değişimi,

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = R_u(Z_{s_1} - Z_{s_2}) + (\bar{s}_2 - \bar{s}_1)_{\text{mükemmel}} \quad (11\text{-}63)$$

veya

$$s_2 - s_1 = R(Z_{s_1} - Z_{s_2}) + (s_2 - s_1)_{\text{mükemmel}} \quad (11\text{-}64)$$

şeklinde yazılabilir. Burada Z_s değerleri genelleştirilmiş entropi sapma diyagramından, $(\bar{s}_2 - \bar{s}_1)_{\text{mükemmel}}$ ise mükemmel gaz için entropi değişimi bağıntılarından hesaplanır. Yukarıdaki denklemlerde sağ taraftaki birinci terimler mükemmel gaz için sıfırdır.

ÖRNEK 11-11

Oksijenin 220 K, 5 MPa halinden, 300 K, 10 MPa haline geçerken birim mol için entalpi ve entropi değişimini, (*a*) oksijeni mükemmel gaz kabul ederek, (*b*) oksijeni gerçek gaz kabul ederek hesaplayın.

Çözüm Oksijenin kritik sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 154.8 K ve 5.08 MPa'dir (Tablo A-1). Oksijenin sıcaklığı kritik sıcaklığının üzerindedir, bu nedenle oksijen hal değişimi sırasında hep gaz fazında olacaktır. Fakat basınç oldukça yüksektir. Bu bakımdan oksijenin mükemmel gaz kabul edilmesi hatalara yol açabilir ve gerçek bir gaz olarak alınmalıdır.

(*a*) Oksijen mükemmel gaz kabul edilirse, entalpisi sadece sıcaklığa bağlı olacaktır, bu nedenle ilk ve son hallerdeki sıcaklıklar bilindiğinden, entalpi değerleri O_2 için mükemmel gaz tablosundan bulunabilir (Tablo A-19).

$$\begin{aligned}(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{\text{mükemmel}} &= \bar{h}_{2,\text{mükemmel}} - \bar{h}_{1,\text{mükemmel}} \\ &= (8736 - 6404)\ \text{kJ/kmol} \\ &= 2332\ \text{kJ/kmol}\end{aligned}$$

Mükemmel gazlar için entropi, hem sıcaklığa hem de basınca bağlıdır. Oksijenin entropi değişimi mükemmel gaz kabulüyle aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\begin{aligned}(\bar{s}_2 - \bar{s}_1)_{\text{mükemmel}} &= \bar{s}_2^\circ - \bar{s}_1^\circ - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= (205.213 - 196.171)\ \text{kJ/(kmol·K)} \\ &\quad - [8.314\ \text{kJ/(kmol·K)}] \times \ln \frac{10\ \text{MPa}}{5\ \text{MPa}} \\ &= 3.28\ \text{kJ/(kmol·K)}\end{aligned}$$

(*b*) Mükemmel gaz davranışından sapma, entalpi ve entropi sapmalarını genelleştirilmiş diyagramlardan okuyarak bulunabilir:

$$\left.\begin{aligned} T_{R_1} &= \frac{T_1}{T_{cr}} = \frac{220}{154.8} = 1.42 \\ P_{R_1} &= \frac{P_1}{P_{cr}} = \frac{5}{5.08} = 0.98 \end{aligned}\right\} \quad Z_{h_1} = 0.53,\ Z_{s_1} = 0.25$$

ve

$$\left.\begin{aligned} T_{R_2} &= \frac{T_2}{T_{cr}} = \frac{300}{154.8} = 1.94 \\ P_{R_2} &= \frac{P_2}{P_{cr}} = \frac{10}{5.08} = 1.97 \end{aligned}\right\} \quad Z_{h_2} = 0.48,\ Z_{s_2} = 0.20$$

Bu değerler 11-58 ve 11-63 numaralı denklemlerde yerine konarak, hal değişimi sırasında oksijenin entalpi ve entropi değişimleri hesaplanır:

$$\begin{aligned}\bar{h}_2 - \bar{h}_1 &= R_u T_{cr}(Z_{h_1} - Z_{h_2}) + (\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{\text{mükemmel}} \\ &= [8.314\ \text{kJ/(kmol·K)}][(154.8\ \text{K})(0.53 - 0.48)] + 2332\ \text{kJ/kmol} \\ &= 2396\ \text{kJ/kmol}\end{aligned}$$

ve

$$\begin{aligned}\bar{s}_2 - \bar{s}_1 &= R_u(Z_{s_1} - Z_{s_2}) + (\bar{s}_2 - \bar{s}_1)_{\text{mükemmel}} \\ &= [8.314\ \text{kJ/(kmol·K)}](0.25 - 0.20) + 3.28\ \text{kJ/(kmol·K)} \\ &= 3.68\ \text{kJ/(kmol·K)}\end{aligned}$$

Bu sonuçlar, mükemmel gaz kabulüyle oksijenin entalpi değişiminin yüzde 2.7, entropi değişiminin ise yüzde 10.9 daha düşük hesaplandığını göstermektedir.

11-7 ■ ÖZET

Bazı termodinamik özelikler doğrudan ölçülebilirken, birçoğu da ölçülemez. Bu bakımdan, doğrudan ölçülemeyen özeliklerin belirlenebilmesi için, bu iki grup özelik arasındaki ilişkileri veren bağıntıların geliştirilmesi gerekir. Bu bağıntıların geliştirilmesinde iki ilkeden yola çıkılır: İlk olarak, özelikler nokta fonksiyonlarıdır. İkinci olarak, basit sıkıştırılabilir bir sistemin hali iki bağımsız yeğin özelik tarafından kesin olarak belirlenir.

Basit sıkıştırılabilir bir sistemin P, v, T ve s özeliklerinin kısmi türevleri arasındaki ilişki *Maxwell bağıntılarıyla* verilir. Bu bağıntılar aşağıda verilen dört *Gibbs* denkleminden elde edilir:

$$du = T\,ds - P\,dv \quad (11\text{-}10)$$

$$dh = T\,ds + v\,dP \quad (11\text{-}11)$$

$$da = -s\,dT - P\,dv \quad (11\text{-}14)$$

$$dg = -s\,dT + v\,dP \quad (11\text{-}15)$$

Maxwell bağıntıları şöyledir:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v \quad (11\text{-}16)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P \quad (11\text{-}17)$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \qquad (11\text{-}18)$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \qquad (11\text{-}19)$$

Clapeyron denklemi, sadece P, v ve T değerleri bilindiğinde, faz değişimi sırasındaki entalpi değişiminin hesaplanmasını sağlar ve şöyle ifade edilir:

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{\text{doyma}} = \frac{h_{fg}}{Tv_{fg}} \qquad (11\text{-}22)$$

Düşük basınçlarda gerçekleşen sıvı buhar ve katı buhar faz değişimleri için bu denklem yaklaşık olarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{doyma}} \cong \frac{h_{fg}}{R}\left(\frac{T_2 - T_1}{T_1 T_2}\right)_{\text{doyma}} \qquad (11\text{-}24)$$

Basit sıkıştırılabilir bir sistemin iç enerji, entalpi ve entropi değişimleri, sadece basınç, özgül hacim, sıcaklık ve özgül ısılarla ifade edilebilir:

$$du = C_v\,dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right]dv \qquad (11\text{-}29)$$

$$dh = C_p\,dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right]dP \qquad (11\text{-}35)$$

$$ds = \frac{C_v}{T}\,dT + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv \qquad (11\text{-}38)$$

veya

$$ds = \frac{C_p}{T}\,dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dP \qquad (11\text{-}40)$$

Özgül ısılar için aşağıdaki genel bağıntılar vardır:

$$\left(\frac{\partial C_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v \qquad (11\text{-}42)$$

$$\left(\frac{\partial C_p}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P \qquad (11\text{-}43)$$

$$(C_p - C_{p0})_T = -T\int_0^P \left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P dP \qquad (11\text{-}44)$$

$$C_p - C_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T \qquad (11\text{-}46)$$

$$C_p - C_v = \frac{vT\beta^2}{\alpha} \qquad (11\text{-}49)$$

Burada β, *hacimsel genişleyebilirlik* ve α, *izotermal sıkıştırılabilirlik* olup, aşağıda gösterildiği gibi tanımlanmıştır:

$$\beta = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \quad \text{ve} \quad \alpha = -\frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T \qquad (11\text{-}47,\ 11\text{-}48)$$

$C_p - C_v$ mükemmel gazlar için R'ye eşittir, sıkıştırılamayan maddeler içinse sıfırdır.

Joule-Thomson katsayısı, kısılma işlemi (h = sabit) sırasında bir akışkanın sıcaklığının nasıl değiştiğini belirler ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h \qquad (11\text{-}51)$$

Joule-Thomson katsayısı, aşağıda gösterildiği gibi de ifade edilebilir:

$$\mu = \frac{1}{C_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] \qquad (11\text{-}52)$$

Gerçek gazların iç enerji, entalpi ve entropi değişimleri, *genelleştirilmiş entalpi* ve *entropi sapma diyagramlarını* kullanarak hassas bir biçimde hesaplanabilir. Bu diyagramlar gerçek gazın entalpi ve entropi değişimlerinin, mükemmel gazın entalpi ve entropi değişimlerinden sapmasını verir. Gerçek bir gazın iç enerji, entalpi ve entropi değişimleri aşağıdaki bağıntılarla verilmiştir:

$$\overline{h}_2 - \overline{h}_1 = R_u T_{cr}(Z_{h_1} - Z_{h_2}) + (\overline{h}_2 - \overline{h}_1)_{\text{mükemmel}} \qquad (11\text{-}58)$$

$$\overline{u}_2 - \overline{u}_1 = (\overline{h}_2 - \overline{h}_1) - R_u(Z_2 T_2 - Z_1 T_1) \qquad (11\text{-}60)$$

$$\overline{s}_2 - \overline{s}_1 = R_u(Z_{s_1} - Z_{s_2}) + (\overline{s}_2 - \overline{s}_1)_{\text{mükemmel}} \qquad (11\text{-}63)$$

Burada Z_h ve Z_s değerleri genelleştirilmiş entalpi ve entropi sapma diyagramlarından bulunur.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 W. Z. Black ve J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, New York, 1985.

2 J. R. Howell ve R. O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, McGraw-Hill, New York, 1987.

3 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Basım, Wiley, New York, 1986.

4 G. J. Van Wylen ve R. E. Sonntag, Fundamentals of Classical Thermodynamics, 3. Basım, Wiley, New York, 1985.

5 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Basım, McGraw-Hill, New York, 1988.

PROBLEMLER*

Kısmi Türevler ve İlişkili Bağıntılar

11-1K $z(x, y)$ fonksiyonunu ele alın. x, y, z eksenlerine göre diferansiyel bir yüzey çizin ve bu yüzey üzerinde ∂x, dx, ∂y, dy, $(\partial z)_x$, $(\partial z)_y$ ve dz'yi gösterin.

---

* Öğrencilerin kavram "K" sorularını çözmeleri önerilir.

11-2K Kısmi diferansiyel ile adi diferansiyel arasındaki fark nedir?

11-3K $z(x, y)$ fonksiyonuyla kısmi türevleri $(\partial z/\partial x)_y$, $(\partial z/\partial y)_x$ ve toplam türev dz/dx'i ele alın.

(*a*) $(\partial x)_y$ ve dx'in büyüklüklerini karşılaştırın.
(*b*) $(\partial z)_y$ ve dz'nin büyüklüklerini karşılaştırın.
(*c*) dz, $(\partial z)_x$ ve $(\partial z)_y$ arasında bir ilişki var mıdır?

11-4K $z(x, y)$ fonksiyonuyla kısmi türevi $(\partial z/\partial y)_x$'i ele alın. Hangi koşullarda kısmi türev, toplam türev dz/dy'ye eşit olur?

11-5K $z(x, y)$ fonksiyonuyla kısmi türevi $(\partial z/\partial y)_x$'i ele alın. Kısmi türev tüm x değerleri için sıfırsa, bu ne anlama gelir?

11-6K $z(x, y)$ fonksiyonuyla kısmi türevi $(\partial z/\partial y)_x$'i ele alın. Kısmi türev x'in fonksiyonu olabilir mi?

11-7K $f(x)$ fonksiyonunu ve türevi df/dx'i ele alın. Bu türev dx/df'yi hesaplayıp tersini alarak hesaplanabilir mi?

11-8 Sıcaklığı 350 K, özgül hacmi 0.90 m^3/kg olan havayı ele alın. 11-3 numaralı denklemi kullanarak, (*a*) sabit özgül hacimde yüzde 1 sıcaklık artışının, (*b*) sabit sıcaklıkta yüzde 1 özgül hacim artışının, (*c*) hem sıcaklık, hem de özgül hacimdeki yüzde 1 artışın basınçta neden olacağı değişimi hesaplayın.

11-9 Mükemmel bir gaz için, (*a*) T-v diyagramında, P = sabit eğrilerinin birer doğru olduğunu, (*b*) yüksek basınç eğrilerinin düşük basınç eğrilerinden daha dik olduğunu gösterin.

11-10 Van der Waals hal denklemine uyan bir gaz için, T-P diyagramında v = sabit eğrilerinin eğimini veren bir bağıntı çıkarın.
Çözüm: $(v - b)/R$

11-11 400 K sıcaklıkta ve 100 kPa basınçtaki azot mükemmel bir gaz kabul edilebilir. Verilen halde, Tablo A-18'de verilen entalpi ve iç enerji değerlerini kullanarak azotun C_p ve C_v değerlerini belirleyin. Bulduğunuz değerleri Tablo A-2*b*'de verilen doğrularla karşılaştırın.

11-12 400 K sıcaklıkta ve 100 kPa basınçtaki mükemmel bir gazın hali bir dalgalanma sonucu 404 K sıcaklık ve 98 kPa basınca gelmektedir. Bu dalgalanma sonunda mükemmel gazın özgül hacmindeki değişimi, (*a*) 11-3 numaralı denklemi, (*b*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak hesaplayın.

11-13 $P(v - a) = RT$ hal denklemini kullanarak sabit hacimde, (*a*) çevrimsel bağıntıyı, (*b*) sabit v'dekarşılıklılık bağıntısını doğrulayın.

Maxwell Bağıntıları

11-14 80 °C sıcaklıkta ve 1.2 MPa basınçtaki soğutucu akışkan-12 için, son Maxwell bağıntısının (11-19 numaralı denklem) doğruluğunu gösterin.

11-15 300 °C sıcaklıkta ve 600 kPa basınçtaki su buharı için, son Maxwell bağıntısının (11-19 numaralı denklem) doğruluğunu gösterin.

11-16 Maxwell bağıntılarını kullanarak, hal denklemi $P(v - b) = RT$ olan bir gaz için, $(\partial s/\partial P)_T$'yi veren bir bağıntı bulun. *Çözüm:* $-R/P$

11-17 Maxwell bağıntılarını kullanarak, hal denklemi $(P - a/v^2)(v - b) = RT$ olan bir gaz için $(\partial s/\partial v)_T$'yi veren bir bağıntı bulun.

11-18 Maxwell bağıntılarını ve mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, mükemmel bir gaz için $(\partial s/\partial v)_T$'yi veren bir bağıntı bulun.
Çözüm: R/v

Clapeyron Denklemi

11-19K Clapeyron denkleminin termodinamikteki önemi nereden kaynaklanmaktadır?

11-20K Clapeyron denkleminde kabuller ve yaklaşıklıklar var mıdır, yoksa tam mıdır?

11-21K Clapeyron denkleminde yapılan kabuller ve yaklaşıklıklar nelerdir?

11-22 Clapeyron denklemini kullanarak, soğutucu akışkan-12'nin 30 °C sıcaklıktaki buharlaşma entalpisini hesaplayın, bulduğunuz değeri tablolarda verilen değerle karşılaştırın.
Çözüm: 135.04 kJ/kg, 135.03 kJ/kg

11-23 Su buharının 200 kPa basınçtaki buharlaşma entalpisini Clapeyron denklemini kullanarak hesaplayın ve tablolarda verilen değerle karşılaştırın.

11-24 Su buharının 150 °C sıcaklıktaki h_{fg} ve s_{fg} değerlerini Clapeyron denklemini kullanarak hesaplayın ve tablolarda verilen değerlerle karşılaştırın.

11-25 Soğutucu akışkan 12'nin 0 °C sıcaklıktaki h_{fg} değerini (*a*) Clapeyron denklemini kullanarak, (*b*) Clapeyron-Clausius denklemini kullanarak hesaplayın. Bulunan değerleri tablolardaki h_{fg} değerleriyle karşılaştırın. *Çözüm:* (*a*) 149.81 kJ/kg, (*b*) 168.69 kJ/kg, 151.48 kJ/kg

du, dh, ds, C_v ve C_p için Genel Bağıntılar

11-26K Özgül ısı C_p'nin verilen bir sıcaklıkta basınçla değişimi, sadece P, v, T değerleriyle hesaplanabilir mi?

11-27 Mükemmel gazın entalpisinin sadece sıcaklığın fonksiyonu olduğunu gösterin, ayrıca sıkıştırılamayan bir madde için entalpinin basınca da bağlı olduğunu gösterin.

11-28 Van der Waals hal denklemine uyan bir gazın izotermal hal değişimi için (*a*) Δu, (*b*) Δh ve (*c*) Δs'yi veren bağıntılar çıkarın.

11-29 Hal denklemi $P(v - a) = RT$ olan bir gazın izotermal hal değişimi için (*a*) Δu, (*b*) Δh ve (*c*) Δs'yi veren bağıntılar çıkarın.
Çözüm: (*a*) 0, (*b*) $a(P_2 - P_1)$, (*c*) $-R \ln (P_2/P_1)$

11-30 $(\partial u/\partial P)_T$ ve $(\partial h/\partial u)_T$'yi sadece P, v ve T ile ifade eden bağıntıları yazın.

11-31 Özgül ısıların farkı $C_p - C_v$'yi veren bağıntıyı, (*a*) mükemmel gaz, (*b*) van der Waals gazı, (*c*) sıkıştırılamayan madde için çıkarın.

11-32 10 MPa basınç ve 40 °C sıcaklıktaki sıvı su için, özgül ısıların farkı $C_p - C_v$'yi yaklaşık olarak hesaplayın. *Çözüm:* 0.1094 kJ/(kg · K)

11-33 (*a*) Mükemmel gaz için, (*b*) hal denklemi $P(v - a) = RT$ olan bir gaz için, hacimsel genişleyebilirlik katsayısı β ve izotermal sıkıştırılabilirlik katsayısı α'yı veren bağıntıları çıkarın.

11-34 140 kPa basınç ve 20 °C sıcaklıktaki soğutucu akışkan-12 için, hacimsel genişleyebilirlik katsayısı β ve izotermal sıkıştırılabilirlik katsayısı α'yı yaklaşık olarak hesaplayın.
Çözüm: 0.00379 K^{-1}, 0.00803 kPa^{-1}

Joule-Thomson Katsayısı

11-35K Joule-Thomson katsayısı neyi belirtir?

11-36K Dönme eğrisi ve maksimum dönme sıcaklığının ne anlama geldiğini açıklayın?

11-37K Adyabatik bir kısılma işlemi sırasında, akışkanın basıncı her zaman düşer. Sıcaklık için de durum böyle midir?

11-38K Bir maddenin Joule-Thomson katsayısı, sabit basınçta, sıcaklıkla değişir mi?

11-39K Helyum adyabatik olarak 300 K sıcaklık, 500 kPa basınçtan, 100 kPa basınca kısıldığı zaman sıcaklığı değişir mi?

11-40 Hal denklemi $P(v - a) = RT$ olan bir gaz düşünün. a, artı değeri olan bir sabittir. Bu gazı kısılma işleminden geçirerek soğutma olanağı var mıdır?

11-41 Hal denklemi $(P + a/v^2)v = RT$ olan bir gaz için Joule-Thomson katsayısı ve dönme sıcaklığını veren bir bağıntı geliştirin.

11-42 Azotun, (*a*) 2 MPa basınç ve 250 K sıcaklıktaki, (*b*) 6 MPa basınç ve 275 K sıcaklıktaki, Joule-Thomson katsayısını yaklaşık olarak hesaplayın.

11-43 Soğutucu akışkan-12'nin, 0.6 MPa basınç ve 100 °C sıcaklıktaki Joule-Thomson katsayısını yaklaşık olarak hesaplayın.
Çözüm: 12.25 °C/MPa

11-44 1 MPa basınç ve 300 °C sıcaklıktaki su buharı çok az kısılmaktadır. Bu hal değişimi sırasında su buharının sıcaklığı artar mı, azalır mı, aynı mı kalır?

Gerçek Gazların Δh, Δu ve Δs Değerleri

11-45K Entalpi sapması nedir?

11-46K Genelleştirilmiş entalpi sapma diyagramında, normalleştirilmiş entalpi sapma değerleri, indirgenmiş basınç P_R sıfıra yaklaşırken sıfıra gitmektedir. Bu olguyu nasıl açıklarsınız?

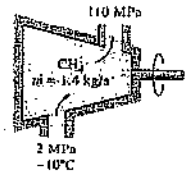
11-47K Genelleştirilmiş entalpi sapma diyagramında parametre olarak P ve T yerine neden P_R ve T_R kullanılmaktadır?

11-48 Azotun 175 K sıcaklık ve 8 MPa basınçtaki entalpisini kJ/kg olarak, (*a*) mükemmel gaz azot tablosundan, (*b*) genelleştirilmiş entalpi sapma diyagramından hesaplayın. Sonuçları, gerçek değer olan 125.5 kJ/kg ile karşılaştırın. *Çözüm:* (*a*) 181.48 kJ/kg, (*b*) 121.6 kJ/kg

11-49 350 K sıcaklık ve 10 MPa basınçtaki CO_2'nin (*a*) entalpisi ve (*b*) iç enerjisi, CO_2 mükemmel gaz kabul edilerek hesaplanırsa, yüzde hata ne olur? *Çözüm:* (*a*) %50, (*b*) %49

11-50 Azot 225 K, 6 MPa halinden 300 K, 10 MPa haline geçmektedir. Azotun birim mol için entalpi ve entropi değişimini, (*a*) azotu mükemmel gaz kabul ederek, (*b*) gerçek gaz kabul edip, genelleştirilmiş entalpi ve entropi sapma diyagramlarını kullanarak hesaplayın.

11-51 CO_2, 250 K, 7 MPa halinden 280 K, 12 MPa haline geçmektedir. CO_2'nin birim kütlesi için entalpi ve entropi değişimini, (*a*) azotu mükemmel gaz kabul ederek, (*b*) gerçek gaz kabul edip, genelleştirilmiş entalpi ve entropi sapma diyagramlarını kullanarak hesaplayın.



ŞEKİL P11-52

11-52 Metan, sürekli akışlı, adyabatik bir kompresörde 2 MPa basınç ve −10 °C sıcaklıktan, 10 MPa basınç ve 110 °C sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Metanın debisi 1.4 kg/s'dir. Genelleştirilmiş diyagramları kullanarak, kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın.
Çözüm: −351 kW

11-53 Propan, bir piston-silindir düzeneğinde, sabit sıcaklıkta, 100 °C sıcaklık ve 1 MPa basınçtan 4 MPa basınca sıkıştırılmaktadır. Genelleştirilmiş diyagramları kullanarak, propanın birim kütlesi için yapılan işi ve ısı geçişini hesaplayın.

11-54 Problem 11-53'te incelenen hal değişimiyle ilgili tersinmezliği hesaplayın. $T_0 = 25$ °C alın.

11-55 Karbon dioksit adyabatik bir lüleye 8 Mpa basınç ve 450 K sıcaklıkta düşük bir hızda girmekte, 2 MPa basınç ve 350 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Genelleştirilmiş entalpi sapma diyagramını kullanarak, karbon dioksitin lüleden çıkış hızını hesaplayın. *Çözüm:* 384 m/s

11-56 0.4 m^3 hacmi olan, iyi yalıtılmış bir basınçlı kapta 220 K sıcaklık ve 10 MPa basınçta oksijen bulunmaktadır. Tank içine yerleştirilmiş bir döner kanat çalıştırılarak oksijenin sıcaklığının 250 K olması sağlanmaktadır. Genelleştirilmiş diyagramları kullanarak, (*a*) tank içindeki son basıncı, (*b*) hal değişimi sırasında yapılan döner kanat işini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 12190 kPa, (*b*) 1381 kJ

Genel Tekrar Problemleri

11-57 $\beta \geq 0$ olması durumunda, h-s diyagramının tek fazlı bir bölgesinin her noktasında, sabit basınç (P = sabit) eğrilerinin eğiminin, sabit sıcaklık (T = sabit) eğrilerinin eğiminden daha büyük, sabit özgül hacim (v = sabit) eğrilerinin eğiminden daha küçük olduğunu kanıtlayın.

11-58 Çevrimsel bağıntıyı ve birinci Maxwell bağıntısını kullanarak, diğer üç Maxwell bağıntısını çıkarın.

11-59 $dh = T\,ds + v\,dP$ bağıntısından yola çıkarak, h-s diyagramında bir sabit basınç eğrisinin eğiminin, (a) doyma bölgesinde sabit olduğunu, (b) kızgın buhar bölgesinde sıcaklıkla arttığını gösterin.

11-60 Hal denklemi $(P + a/v^2)\,v = RT$ olan bir gazın sabit sıcaklıkta hal değişimi için, (a) Δu, (b) Δh ve (c) Δs bağıntılarını çıkarın.

11-61

$$C_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_s\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \qquad \text{ve} \qquad C_p = T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_s\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

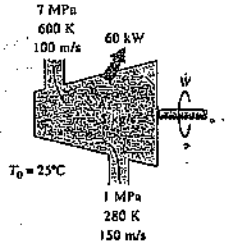
olduğunu gösterin.

11-62 Azotun 300 kPa basınç ve 400 K sıcaklıktaki C_p değerini, (a) yukarıdaki problemde elde alınan bağıntıyı kullanarak, (b) tanımından yola çıkarak hesaplayın. Bulduğunuz sonuçları Tablo A-2b'de verilen değerlerle karşılaştırın.

11-63 Buhar 4.6 MPa basınç ve 400 °C sıcaklıktan 3.6 MPa basınca kısılmaktadır. Bu hal değişimi sırasında buharın sıcaklık değişimini ve ortalama Joule-Thomson katsayısını yaklaşık olarak hesaplayın.
Çözüm: −7.44 °C, 7.44 °C/MPa

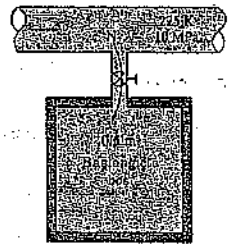
11-64 Sabit hacimli kapalı bir kapta, başlangıçta −100 °C sıcaklık ve 1 MPa basınçta 2 m^3 argon bulunmaktadır. Daha sonra argona ısı geçişi olmakta ve sıcaklığı 0 °C'a yükselmektedir. Genelleştirilmiş diyagramları kullanarak (a) kap içindeki argonun kütlesini, (b) kap içindeki son basıncı ve (c) hal değişimi sırasındaki ısı geçişini hesaplayın.
Çözüm: (a) 58.5 kg, (b) 1531 kPa, (c) 2085 kJ

11-65 Gaz argon sürekli akışlı bir türbine 7 Mpa basınç ve 600 K sıcaklıkta, 100 m/s hızla girmekte, 1 MPa basınç ve 280 K sıcaklıkta, 150 m/s hızla çıkmaktadır. Argonun debisi 6 kg/s'dir. Türbinden geçiş sırasında 25 °C sıcaklıktaki çevreye 60 kW ısı geçişi olmaktadır. Genelleştirilmiş diyagramları kullanarak, (a) türbinde üretilen gücü, (b) türbindeki akışla ilgili tersinmezliği hesaplayın.



ŞEKİL P11-65

11-66 Başlangıçta boş olan 0.5 m^3 hacminde adyabatik bir depo, içinden 225 K sıcaklık ve 10 MPa basınçta azot akan bir boruya bağlanmıştır. Daha sonra depoyu boruya bağlayan vana açılmakta ve depoya azot akmaktadır. Depo içindeki basınç 10 MPa olduğu zaman vana kapatılmaktadır. Depo içindeki son sıcaklığı, (a) azotu mükemmel gaz kabul ederek, (b) genelleştirilmiş diyagramları kullanarak hesaplayın. Bulduğunuz sonuçları gerçek değer olan 293 K ile karşılaştırın.



ŞEKİL P11-66

11-67 Tek fazlı basit saf madde için, sıcaklık ve basınç bağımsız özeliklerdir. Başka herhangi bir özelik, bu iki özeliğin fonksiyonu olarak ifade edilebilir. $v = v(P, T)$ alarak, özgül hacimdeki değişimin, hacimsel genişleyebilirlik β ve izotermal sıkıştırılabilirlik α ile aşağıda verildiği gibi ifade edilebileceğini gösterin.

$$\frac{dv}{v} = \beta\,dT - \alpha\,dP$$

Ayrıca β ve α için ortalama değerler alarak, tek fazlı sistemin 1-2 hal değişimi için, özgül hacimlerin oranını (v_2/v_1) veren bir bağıntı elde edin.

11-68 Problem 11-67'yi sabit basınçta bir hal değişimi için çözün.

11-69 Suyun 20 °C sıcaklıktaki hacimsel genişleyebilirlik katsayısı, $\beta = 0.207 \times 10^{-3}\ K^{-1}$ olmaktadır. Bu değeri sabit kabul ederek, 1 m^3 suyun sabit basınçta 15 °C'den 25 °C'ye ısıtılması sırasında hacmindeki değişikliği hesaplayın.

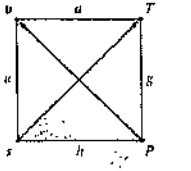
11-70 Bakırın 300 K ve 500 K sıcaklıklarda hacimsel genişleyebilirlik katsayısı, sırasıyla $49.2 \times 10^{-6}\ K^{-1}$ ve $54.2 \times 10^{-6}\ K^{-1}$'dir. Bu aralıkta β'nın doğrusal olarak değiştiği kabul edilebilir. Bakır bir külçe atmosfer basıncında 300 K'den 500 K'e ısıtıldığı zaman hacimdeki değişikliği yüzde olarak hesaplayın.

11-71 $\mu_J = (1/C_p)[T(\partial v/\partial T)_P - v]$ bağıntısından yola çıkarak ve $Pv = ZRT$ olduğunu not ederek, T-P düzleminde, Joule-Thomson katsayısının dönme eğrisinin geçtiği noktaların $(\partial Z/\partial T)_P = 0$ denklemiyle verildiğini gösterin. $Z = Z(P, T)$ sıkıştırılabilme çarpanıdır.

11-72 Tersinir adyabatik sıkıştırma veya tersinir adyabatik genişlemenin olduğu çok küçük bir hal değişimi incelensin. $s = s(P, v)$ alarak ve Maxwell bağıntılarını kullanarak, bu hal değişimi için Pv^k = sabit olduğunu gösterin. Burada k, *izantropik genişleme üssü* olup,

$$k = -\frac{v}{P}\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_s$$

şeklinde tanımlanmıştır. Ayrıca, mükemmel bir gaz için izantropik genişleme üssünün, özgül ısıların oranı C_p/C_v olduğunu gösterin.



ŞEKİL P11-74

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

11-73 $z = z(x, y)$ fonksiyonunu gözönüne alın. Adi türev dz/dx ve kısmi türev $(\partial z/\partial x)_y$'nin fiziksel anlamlarını açıklayan bir yazı hazırlayın. Bu iki türevin birbiriyle ilişkisini açıklayın ve ne zaman birbirine eşit olduklarını belirtin.

11-74 Termodinamik bağıntıları geometrik yolla ifade etmek için çeşitli çalışmalar olmuştur, bunlardan en çok bilineni Şekil P11-74'te gösterilen Koenig'in termodinamik karesidir. Maxwell bağıntıları ve du, dh, dg ve da için dört bağıntı bu diyagramdan sistemli bir biçimde elde edilebilir. Bu bağıntıları, Koenig'in diyagramıyla karşılaştırın ve adı geçen sekiz termodinamik bağıntıyı bu diyagramdan elde etmek için kurallar geliştirin.

11-75 En çok kullanılan termodinamik özelikleri kısmi türevlerini, ölçülebilen özeliklerle kısa ve sistemli bir biçimde ifade edebilmek için birçok çalışma yapılmıştır. Bunların arasında en verimli olanı P. W. Bridegeman'ın çalışmasıdır ve yaygın olarak bilinen Bridgeman Tablosuyla sonuçlanmıştır. Bu tablodaki 28 büyüklük, sekiz temel özelik P, T, v, s, u, h, f ve g'yi, doğrudan veya dolaylı yoldan kolayca ölçülebilen P, v, T, C_p, β ve α ile ifade etmeyi mümkün kılmaktadır. Bridegeman tablosunun bir kopyasını edinin ve nasıl kullanıldığını örneklerle açıklayın.

Gaz Karışımları

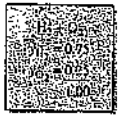
12

Bu bölüme kadar incelenen termodinamik sistemler, su, soğutucu akışkan-12 veya azot gibi tek bir saf maddeyle sınırlandı. Oysa birçok önemli termodinamik uygulamasında sistem saf bir madde yerine birkaç saf maddenin *karışımından* oluşur. Bu nedenle karışımların anlaşılması ve karışımların yer aldığı sistemlerin termodinamik çözümlemesi önemlidir.

Bu bölümde, kimyasal reaksiyona girmeyen gaz karışımları incelenecektir. Kimyasal reaksiyona girmeyen bir gaz karışımı saf bir madde gibi incelenebilir, çünkü genellikle değişik gazların düzgün dağılı bir karışımıdır. Bir gaz karışımının özelikleri doğal olarak onu oluşturan gazların, başka bir deyişle *karışanların* özeliklerine ve karışımdaki miktarlarına bağlıdır. Bu nedenle karışımlar için özelik tablolarının hazırlanması olanaklıdır. Örneğin, hava gibi sık karşılaşılan bir karışım için bu yapılmıştır. Fakat aklı gelebilecek karışım sayısının sınırsız olması, bu işlemin her karışım için yapılmasını olanaksız kılmaktadır. Bu bakımdan, karışım özeliklerini, karışanların özellikleri ve karışım içindeki oranlarıyla belirlemenin yöntemlerini geliştirmek gerekir. Bu işlem önce mükemmel gaz karışımları, daha sonra da gerçek gaz karışımları için yapılacaktır. Ortaya konacak temel ilkeler, aynı zamanda, çözelti adı verilen sıvı ve katı karışımlarına da uygulanabilecektir.

ŞEKİL 12-1
Bir karışımın kütlesi, karışanların kütlelerinin toplamına eşittir.

ŞEKİL 12-2
Kimyasal reaksiyona girmeyen bir karışımın mol miktarı, karışanların mol miktarlarının toplamına eşittir.



ŞEKİL 12-3
Bir karışımın mol oranlarının toplamı 1'dir.

12.1 ■ BİR GAZ KARIŞIMININ MOL VE KÜTLE ORANLARI

Karışımın özeliklerini belirlemek için, karışımı oluşturan karışanların miktarlarını ve ayrı ayrı özeliklerini bilmek gerekir. Bir karışımda, karışanların miktarları mol olarak veya kütle olarak belirtilebilir. Bu yöntemlerden birincisi mol analizi, ikincisi kütle analizi diye adlandırılır.

N adet karışandan oluşan bir gaz karışımı incelensin. Karışımın kütlesi m, karışanların ayrı ayrı kütlelerinin toplamı; karışımın mol miktarı n ise karışanların ayrı ayrı mol miktarlarının toplamıdır (Şekil 12-1 ve 12-2). Başka bir anlatımla,

$$m = \sum_{i=1}^{N} m_i \quad \text{ve} \quad n = \sum_{i=1}^{N} n_i \qquad (12\text{-}1a, b)$$

olur. Bu bölüm boyunca karışanlar indisli olarak, karışım ise indissiz gösterilecektir.

Karışanın kütlesinin karışımın kütlesine oranı kütle oranı (y_{mi}), karışanın mol miktarının karışımın mol miktarına oranı ise mol oranı (y_{ni}) diye tanımlanır:

$$y_{mi} = \frac{m_i}{m} \quad \text{ve} \quad y_{ni} = \frac{n_i}{n} \qquad (12\text{-}2a, b)$$

12-1a numaralı denklem m ile veya 12-1b numaralı denklem n ile bölünürse, bir karışımda kütle oranlarının veya mol oranlarının toplamının 1 olduğu kolaylıkla gösterilebilir (Şekil 12-3):

$$\sum_{i}^{N} y_{mi} = 1 \quad \text{ve} \quad \sum_{i}^{N} y_{ni} = 1 \qquad (12\text{-}3a, b)$$

Bir maddenin kütlesi, maddenin mol miktarı n ve mol kütlesi M ile,

$$m = nM \quad \text{(kg)}$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu durumda karışımın görünür (veya ortalama) mol kütlesi aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$M = \frac{m}{n} = \frac{\sum m_i}{n} = \frac{\sum n_i M_i}{n} = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} M_i \quad \text{(kg/kmol)} \qquad (12\text{-}4)$$

Karışımın ortalama (veya görünür) gaz sabiti ise şöyle ifade edilir:

$$R = \frac{R_u}{M} \quad \text{[kJ/(kg·K)]} \qquad (12\text{-}5)$$

ÖRNEK 12-1

Şekil 12-4'te gösterilen gaz karışımında 3 kg O_2, 5 kg N_2 ve 12 kg CH_4 bulunmaktadır. (*a*) Her karışanın kütle oranını, (*b*) her karışanın mol oranını, (*c*) karışımın ortalama mol kütlesini ve gaz sabitini hesaplayın.

Çözüm (*a*) Karışımın toplam kütlesi,

$$m = m_{O_2} + m_{N_2} + m_{CH_4} = (3+5+12)\ \text{kg} = 20\ \text{kg}$$

olarak bulunur. Her karışanın kütle oranı, kütle oranının tanımından hesaplanır:

$$y_{m,O_2} = \frac{m_{O_2}}{m} = \frac{3\ \text{kg}}{20\ \text{kg}} = 0.15$$

$$y_{m,N_2} = \frac{m_{N_2}}{m} = \frac{5\ \text{kg}}{20\ \text{kg}} = 0.25$$

$$y_{m,CH_4} = \frac{m_{CH_4}}{m} = \frac{12\ \text{kg}}{20\ \text{kg}} = 0.60$$

ŞEKİL 12-4
Örnek 12-1'in genel çizimi.

(b) Mol oranlarını hesaplayabilmek için, önce her karışanın mol miktarlarını belirlemek gerekir:

$$n_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2}} = \frac{3\ \text{kg}}{32\ \text{kg/kmol}} = 0.094\ \text{kmol}$$

$$n_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} = \frac{5\ \text{kg}}{28\ \text{kg/kmol}} = 0.179\ \text{kmol}$$

$$n_{CH_4} = \frac{m_{CH_4}}{M_{CH_4}} = \frac{12\ \text{kg}}{14\ \text{kg/kmol}} = 0.750\ \text{kmol}$$

Böylece,

$$n = n_{O_2} + n_{N_2} + n_{CH_4} = 0.094 + 0.179 + 0.750 = 1.023\ \text{kmol}$$

olur ve aşağıdaki sonuçlar bulunur:

$$y_{n,O_2} = \frac{n_{O_2}}{n} = \frac{0.094\ \text{kmol}}{1.023\ \text{kmol}} = 0.092$$

$$y_{n,N_2} = \frac{n_{N_2}}{n} = \frac{0.179\ \text{kmol}}{1.023\ \text{kmol}} = 0.175$$

$$y_{n,CH_4} = \frac{n_{CH_4}}{n} = \frac{0.750\ \text{kmol}}{1.023\ \text{kmol}} = 0.733$$

(c) Karışımın ortalama mol kütlesi ve gaz sabiti, tanımlarından hesaplanır:

$$M = \frac{m}{n} = \frac{20\ \text{kg}}{1.023\ \text{kmol}} = 19.6\ \text{kg/kmol}$$

veya

$$M = \sum_i y_{mi} M_i = y_{O_2} M_{O_2} + y_{N_2} M_{N_2} + y_{CH_4} M_{CH_4}$$
$$= (0.092)(32) + (0.175)(28) + (0.733)(16)$$
$$= 19.6\ \text{kg/kmol}$$

Dolayısıyla,

$$R = \frac{R_u}{M} = \frac{8.314\ \text{kJ/(kmol·K)}}{19.6\ \text{kg/kmol}} = 0.424\ \text{kJ/(kg·K)}$$

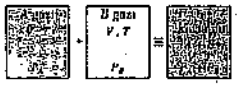
12-2 ■ BİR GAZ KARIŞIMININ P-v-T DAVRANIŞI: Mükemmel ve Gerçek Gazlar

2. Bölümde mükemmel bir gazın tanımı yapılırken, moleküllerin arasında büyük boşluklar bulunduğu ve bu nedenle bir molekülün bir başka molekülü etkilemediği belirtilmişti. Bu durumla düşük yoğunluklarda karşılaşılır. Gerçek bir gazın basıncı kritik basıncına göre düşük,

sıcaklığı kritik sıcaklığına göre yüksekse, mükemmel gaz kabul edilebilir. Mükemmel bir gazın P-v-T davranışı, mükemmel gaz hal denklemi adı verilen $Pv = RT$ bağıntısıyla ifade edilir. Gerçek gazların P-v-T davranışları ise daha karmaşık hal denklemleriyle veya $Pv = ZRT$ bağıntısıyla modellenir. Burada Z, sıkıştırılabilme çarpanıdır.

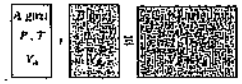
İki veya daha çok gazdan oluşan bir karışımda, bir molekülün davranışı normal olarak, benzer veya farklı diğer moleküllerden etkilenmez. Bu nedenle kimyasal reaksiyona girmeyen bir mükemmel gaz karışımı da, mükemmel gaz davranışı gösterir. Hava örnek olarak alınırsa, azot ve oksijenin mükemmel gaz kabul edilebilecekleri sıcaklık ve basınç aralıklarında, bu karışım mükemmel gaz davranışı gösterir. Fakat bir gaz karışımı gerçek gazlardan oluştuğu zaman, karışımın P-v-T davranışı daha karmaşık olur ve çözümlenmesi güçleşir.

Gaz karışımlarının P-v-T davranışlarını açıklamak için iki model ortaya konmuştur. Bu modeller, *Dalton' un toplanan basınçlar yasası* ve *Amagat'ın toplanan hacimler yasası* diye bilinir. Her iki model aşağıda tanımlanacak ve incelenecektir.



ŞEKİL 12-5
İki mükemmel gazdan oluşan bir karışım için Dalton'un toplanan basınçlar yasası.

Dalton'un toplanan basınçlar yasası: Bir gaz karışımının basıncı, karışanların karışım sıcaklığında olmaları ve ayrı ayrı toplam hacmi kaplamaları durumunda sahip olacakları basınçların toplamıdır (Şekil 12-5).



ŞEKİL 12-6
İki mükemmel gazdan oluşan bir karışım için Amagat'ın toplanan hacimler yasası.

Amagat'ın toplanan hacimler yasası: Bir gaz karışımının hacmi, karışanların karışım sıcaklığı ve basıncında olmaları durumunda ayrı ayrı kaplayacakları hacimlerin toplamıdır (Şekil 12-6).

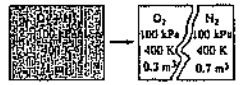
Mükemmel gaz karışımları Dalton ve Amagat yasalarını tam olarak sağlarlar, gerçek gaz karışımları ise bu yasalara yaklaşık olarak uyarlar. Bunun nedeni yüksek yoğunluklarda moleküller arası kuvvetlerin önem kazanmasıdır. Mükemmel gazlar için bu iki yasa arasında bir fark yoktur ve aynı sonucu verirler.

Dalton ve Amagat yasaları aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\left.\begin{aligned} &\text{Dalton Yasası:} \quad P = \sum_{i=1}^{N} P_i(T, V) \\ &\text{Amagat Yasası:} \quad V = \sum_{i=1}^{N} V_i(T, P) \end{aligned}\right\} \begin{array}{l}\text{mükemmel gazlar için tam, gerçek} \\ \text{gazlar için yaklaşık}\end{array} \qquad (12\text{-}6)$$

(12-7)

Bu bağıntılarda P_i, **karışan basıncı**, V_i ise **karışan hacmi** diye tanımlanır (Şekil 12-7). Dikkat edilirse V_i, karışanın karışımdaki gerçek hacmi değil, T sıcaklığında ve P basıncında olması durumunda kaplayacağı hacimdir. (İçinde bir gaz karışımı bulunan kapta, karışanların her biri kabın tüm hacmini doldurur. Bu nedenle her karışanın hacmi, kabın hacmine eşittir.) Ayrıca, P_i/P, i. karışanın **basınç oranı**; V_i/V ise i. karışanın **hacim oranı** diye tanımlanır.



ŞEKİL 12-7
Karışım sıcaklığı T ve karışın basıncı P'de bir karışanın tek başına kapladığı hacim *karışan hacmi* diye bilinir. Mükemmel gazlar için bu değer $y_m V$ veya kısmi hacme eşittir.

1 Mükemmel Gaz Karışımları

Mükemmel gaz hal denklemini karışım ve karışanlar için ayrı ayrı yazarak, P_i ve V_i ile y_{ni} arasındaki ilişkiyi veren bağıntılar yazılabilir:

$$\frac{P_i(T,V)}{P} = \frac{n_i R_u T/V}{nR_u T/V} = \frac{n_i}{n} = y_{ni}$$

$$\frac{V_i(T,P)}{V} = \frac{n_i R_u T/P}{nR_u T/P} = \frac{n_i}{n} = y_{ni}$$

Böylece,

$$\frac{P_i}{P} = \frac{V_i}{V} = \frac{n_i}{n} = y_{ni} \qquad (12\text{-}8)$$

12-8 numaralı denklem sadece mükemmel gaz karışımları için geçerlidir, çünkü hem karışım hem de karışanlar için mükemmel gaz hal denklemini kullanarak çıkarılmıştır. $y_{ni}P$ karışanın **kısmi basıncı**, $y_{ni}V$ karışanın **kısmi hacmi** diye tanımlanır. Mükemmel gazlar için karışan basıncıyla kısmi basınç, karışan hacmiyle kısmi hacim eşitlenmiştir. *Mükemmel gaz karışımındaki bir karışan için, mol oranı, basınç oranı ve hacim oranının birbirine eşit olduğu not edilmelidir.*

Bir mükemmel gaz karışımındaki karışanların miktarları, örneğin yanma odasından çıkan gazların miktarları, çoğu kez hacimsel analizle ve 12-8 numaralı denklemle belirlenir. Basıncı, hacmi ve sıcaklığı bilinen bir gaz örneği, herbirinde bir gazın soğurulduğu kaplardan geçirilir. Her kaptan geçtikten sonra geride kalan gazın hacmi ilk hacmine ve sıcaklıkta ölçülür. Hacimdeki azalmanın ilk hacme oranı (hacim oranı) o gazın mol oranını verir.

2 Gerçek Gaz Karışımları

Dalton'un toplanan basınçlar yasası ve Amagat'ın toplanan hacimler yasası gerçek gazlar için de oldukça hassas bir biçimde kullanılabilir. Fakat bu kez, karışan basıncı veya karışan hacmi, karışanların mükemmel gaz davranışından gösterdiği farklılığı gözönüne alan bağıntıları kullanarak hesaplanmalıdır. Bunu yapmanın bir yolu, mükemmel gaz hal denklemi yerine, van der Waals, Beattie-Bridgeman, Benedict-Webb-Rubin gibi daha hassas hal denklemlerini kullanmaktır. Bir başka yöntem, sıkıştırılabilme çarpanını kullanmaktır (Şekil 12-8):

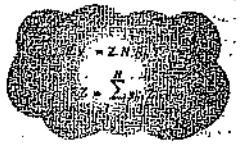
$$PV = ZnR_uT \qquad (12\text{-}9)$$

12-9 numaralı denklem, Dalton yasası veya Amagat yasası bağıntılarının her iki tarafına uygulanır ve sadeleştirme yapılırsa, karışımın sıkıştırılabilme çarpanı Z, karışanların sıkıştırılabilme çarpanları Z_i ile ifade edilebilir. Sonuç olarak,

$$Z = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} Z_i \qquad (12\text{-}10)$$

elde edilir. Burada Z_i, ya T ve V kullanılarak (Dalton yasası) veya T ve P kullanılarak (Amagat yasası) belirlenir. İki yasanın da aynı sonucu vermesi beklenir, fakat durum böyle değildir.

Sıkıştırılabilme çarpanı yaklaşımı kullanıldığı zaman, 12-10 numaralı denklemdeki Z_i değerlerinin Amagat yasasıyla hesaplanması, genel olarak Dalton yasasına göre daha hassas sonuçlar verir. Bunun nedeni Amagat yasasında, karışım basıncı, P'nin kullanılmasıdır. Bu



ŞEKİL 12-8
Gerçek gazlardan oluşan karışımların P-v-T davranışlarını belirlemek için, sıkıştırılabilme çarpanları kullanılır.

yolla farklı gazların molekülleri arasındaki kuvvetler de gözönüne alınabilmektedir. Dalton yasası, karışımda birbirinden farklı moleküllerin arasındaki etkileşimlere yer vermemektedir. Bunun sonucu olarak, verilen bir V ve T için karışım basıncı olduğunun altında hesaplanır. Bu nedenle Dalton yasası düşük basınçtaki, Amagat yasası ise yüksek basınçtaki gaz karışımları için daha uygundur.

Sıkıştırılabilme çarpanının bir tek gaz için veya bir gaz karışımı için kullanımı arasında önemli bir fark olduğu gözden kaçmamalıdır. Sıkıştırılabilme çarpanı, 2. Bölümde açıklandığı gibi *bir* gazın P-v-T davranışını oldukça hassas bir biçimde tahmin eder, fakat gaz karışımları için durum farklıdır. Bir gaz karışımındaki karışanlar için sıkıştırılabilme çarpanları belirlenirken, benzer moleküllerin birbirleri üzerindeki etkileri gözönüne alınmaktadır, fakat farklı moleküllerin karşılıklı etkileri büyük oranda hesaba katılmamaktadır. Bunun sonucu olarak, bu yöntemle belirlenen özelik, deneysel olarak bulunan değerden farklı olabilir.

Bir gaz karışımının P-v-T davranışını tahmin etmek için kullanılan başka bir yaklaşım, gaz karışımını sanki-saf bir madde gibi ele almaktır (Şekil 12-9). Bu yaklaşımı kullanan yöntemlerden biri, 1936 yılında W. B. Kay tarafından önerilmiştir ve Kay kuralı diye bilinir. Bu yöntemde, karışanların kritik basınç ve sıcaklıklarından yola çıkarak, karışımın *sanki-kritik basıncı* P'_{cr} ve *sanki-kritik sıcaklığı* T'_{cr} tanımlanır:

Sanki-saf madde

$$P'_{cr} = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} P_{cr,i}$$

$$T'_{cr} = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} T_{cr,i}$$

ŞEKİL 12-9
Gerçek gazlardan oluşan bir gaz karışımının P-v-T davranışını belirlemenin bir başka yolu, karışımı kritik özellikleri P'_{cr} ve T'_{cr} olan sanki-saf madde gibi kabul etmektir.

$$P'_{cr} = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} P_{cr,i} \quad \text{ve} \quad T'_{cr} = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} T_{cr,i} \qquad (12\text{-}11a, b)$$

Karışımın sıkıştırılabilme çarpanı, sanki-kritik özeliklerden yararlanarak kolaylıkla belirlenir. Kay kuralını kullanarak elde edilen sonuçlar, geniş bir sıcaklık ve basınç aralığında yüzde 10 hata sınırı içinde kalmaktadır, bu da mühendislik uygulamaları için yeterlidir.

Bir gaz karışımını, sanki-saf madde olarak gözönüne almanın bir başka yolu, karışım için van der Waals, Beattie-Bridgeman, Benedict-Webb-Rubin gibi daha hassas hal denklemleri kullanmaktır. Bu durumda sözü edilen denklemlerdeki sabit katsayılar, bu denklemler karışanlar için yazıldığında kullanılan katsayılardan elde edilir. Örneğin van der Waals denkleminde, karışım için a ve b katsayıları,

$$a = \left(\sum_{i=1}^{N} y_{ni}\sqrt{a_i}\right)^2 \quad \text{ve} \quad b = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} b_i \qquad (12\text{-}12a, b)$$

şeklindedir. Bu denklemde a_i ve b_i, karışanlar için ayrı ayrı 2-24 numaralı denklemden hesaplanmaktadır.

ÖRNEK 12-2

Sabit hacimli kapalı bir kapta 2 kmol N_2 ve 6 kmol CO_2'den oluşan bir gaz karışımı bulunmaktadır. Karışımın sıcaklığı 300 K, basıncı 15 MPa'dır. Kabın hacmini, (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) Kay kuralını uygulayarak, (*c*) sıkıştırılabilme çarpanları ve Amagat yasasını uygulayarak, (*d*) sıkıştırılabilme çarpanları ve Dalton yasasını uygulayarak hesaplayın.

Çözüm N_2 ve CO_2 karışımından oluşan sistem, Şekil 12-10'da gösterilmiştir.

(*a*) Gaz karışımı, mükemmel gaz karışımı olarak ele alınırsa, karışımın hacmi mükemmel gaz hal denkleminden kolayca hesaplanabilir:

$$n = n_{N_2} + n_{CO_2} = (2 + 6)\ \text{kmol} = 8\ \text{kmol}$$

$$V = \frac{nR_uT}{P} = \frac{(8\ \text{kmol})(8.314\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kmol}\cdot\text{K}))(300\ \text{K})}{15000\ \text{kPa}} = 1.330\ \text{m}^3$$

(*b*) Kay kuralını kullanabilmek için, N_2 ve CO_2'nin Tablo A-1'de verilen kritik özeliklerinden yararlanarak, karışımın sanki-kritik basınç ve sıcaklığını bulmak gerekir. Fakat öncelikle karışanların mol oranları belirlenmelidir:

$$y_{n,N_2} = \frac{n_{N_2}}{n} = \frac{2\ \text{kmol}}{8\ \text{kmol}} = 0.25 \quad \text{ve} \quad y_{n,CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n} = \frac{6\ \text{kmol}}{8\ \text{kmol}} = 0.75$$

Böylece,

$$T'_{cr} = \sum y_{ni}T_{cr,i} = y_{n,N_2}T_{cr,N_2} + y_{n,CO_2}T_{cr,CO_2}$$
$$= (0.25)(126.2\ \text{K}) + (0.75)(304.2\ \text{K}) = 259.7\ \text{K}$$

$$P'_{cr} = \sum y_{ni}P_{cr,i} = y_{n,N_2}P_{cr,N_2} + y_{n,CO_2}P_{cr,CO_2}$$
$$= (0.25)(3.39\ \text{MPa}) + (0.75)(7.39\ \text{MPa}) = 6.39\ \text{MPa}$$

olarak hesaplanır.

$$\left.\begin{aligned} T_R &= \frac{T}{T'_{cr}} = \frac{300\ \text{K}}{259.7\ \text{K}} = 1.16 \\ P_R &= \frac{P}{P'_{cr}} = \frac{15\ \text{MPa}}{6.39\ \text{MPa}} = 2.35 \end{aligned}\right\} \quad Z = 0.49 \quad \text{(Şekil A-30}b\text{)}$$

olduğu için,

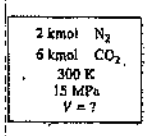
$$V = \frac{ZnR_uT}{P} = ZV_{\text{mükemmel}} = (0.49)(1.330\ \text{m}^3) = 0.652\ \text{m}^3$$

elde edilir.

(*c*) Amagat yasası sıkıştırılabilme çarpanıyla kullanıldığı zaman, Z 12-10 numaralı denklemden hesaplanır. Fakat öncelikle karışanların Z değerleri Amagat yasasına göre, başka bir deyişle karışımın sıcaklık ve basıncında hesaplanmalıdır:

N_2:
$$\left.\begin{aligned} T_{R,N_2} &= \frac{T}{T_{cr,N_2}} = \frac{300\ \text{K}}{126.2\ \text{K}} = 2.38 \\ P_{R,N_2} &= \frac{P}{P_{cr,N_2}} = \frac{15\ \text{MPa}}{3.39\ \text{MPa}} = 4.42 \end{aligned}\right\} \quad Z_{N_2} = 1.02 \quad \text{(Şekil A-30}b\text{)}$$

CO_2:
$$\left.\begin{aligned} T_{R,CO_2} &= \frac{T}{T_{cr,CO_2}} = \frac{300\ \text{K}}{304.2\ \text{K}} = 0.99 \\ P_{R,CO_2} &= \frac{P}{P_{cr,CO_2}} = \frac{15\ \text{MPa}}{7.39\ \text{MPa}} = 2.03 \end{aligned}\right\} \quad Z_{CO_2} = 0.30 \quad \text{(Şekil A-30}b\text{)}$$



ŞEKİL 12-10
Örnek 12-2'nin genel çizimi.

Karışımın sıkıştırılabilme çarpanı,

$$Z = \sum y_{ni}Z_i = y_{n,N_2}Z_{N_2} + y_{n,CO_2}Z_{CO_2}$$
$$= (0.25)(1.02) + (0.75)(0.30) = 0.48$$

olarak bulunur. Böylece,

$$V = \frac{ZnR_uT}{P} = ZV_{\text{mükemmel}} = (0.48)(1.330\ \text{m}^3) = 0.638\ \text{m}^3$$

olur. Bu yolla bulunan sıkıştırılabilme çarpanı, Kay kuralıyla bulunan değere çok yakındır. Fakat bu her zaman böyle olmayabilir.

(*d*) Dalton yasası sıkıştırılabilme çarpanıyla birlikte kullanıldığı zaman Z gene 12-10 numaralı denklemden bulunmaktadır. Fakat bu kez karışanların Z değerleri, karışım sıcaklık ve hacminde belirlenmelidir. Hacmin başlangıçta bilinmemesinden dolayı deneme-yanılmaya başvurmak zorunludur. Hacim için başlangıç değeri olarak, mükemmel gaz hal denklemiyle bulunan 1.330 m^3 değeri alınabilir.

Karışanların T_R değerleri, (*c*) şıkkında bulunan değerler olup sabit kalmaktadırlar. Sanki-indirgenmiş hacim 2-21 numaralı denklemle verilen tanımından hesaplanır:

$$v_{R,N_2} = \frac{\tilde{v}_{N_2}}{R_uT_{cr,N_2}/P_{cr,N_2}} = \frac{V/n_{N_2}}{R_uT_{cr,N_2}/P_{cr,N_2}}$$
$$= \frac{1.33\ \text{m}^3/(2\ \text{kmol})}{[8.314\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kmol}\cdot\text{K})](126.2\ \text{K})/(3390\ \text{kPa})} = 2.15$$

Benzer biçimde

$$v_{R,CO_2} = \frac{1.33\ \text{m}^3/(6\text{kmol})}{[8.314\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kmol}\cdot\text{K})](304.2\ \text{K})/(7390\ \text{kPa})} = 0.648$$

bulunur. Şekil A30b'den $Z_{N_2} = 0.99$ ve $Z_{CO_2} = 0.56$ değerleri okunur. Böylece,

$$Z = y_{n,N_2}Z_{N_2} + y_{n,CO_2}Z_{CO_2} = (0.25)(0.99) + (0.75)(0.56) = 0.67$$

ve
$$V = \frac{Z_k n_k R_u T_k}{P_k} = ZV_{\text{mükemmel}} = (0.67)(1.330\ \text{m}^3) = 0.891\ \text{m}^3$$

elde edilir. Bu değer, başlangıçta alınan değerden yüzde 33 daha küçüktür. Bu nedenle deneme-yanılma işlemi, yeni bulunan V değerini kullanarak sürdürülmelidir. Birinci tekrardan sonra 0.738 m^3, ikinci tekrardan sonra 0.678 m^3, üçüncü tekrardan sonra 0.648 m^3 bulunur. Bu değer daha sonraki tekrarlarda değişmez. Böylece sonuç olarak,

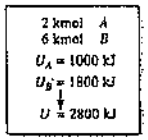
$$V = 0.648\ \text{m}^3$$

elde edilir.

Dikkat edilirse, (*b*), (*c*) ve (*d*) şıklarında bulunan değerler birbirine yakındır, oysa mükemmel gaz hal denklemiyle bulunan değer oldukça yüksektir. Bu nedenle yüksek basınçtaki bir gaz karışımını mükemmel gaz karışımı olarak ele almak, önemli hatalara yol açabilir.

12-3 ■ GAZ KARIŞIMLARININ ÖZELİKLERİ — Mükemmel ve Gerçek Gazlar

2 kg N_2 ve 3 kg CO_2'den oluşan bir gaz karışımını gözönüne alalım. Bu karışımın *yaygın bir özelik* olan kütlesi, 5 kg'dır. Karışanların kütlelerini toplayarak bulunan bu sonuç şaşırtıcı değildir. Bu örnek, kimyasal reaksiyona girmeyen mükemmel veya gerçek gaz karışımlarının yaygın özeliklerinin nasıl hesaplanacağı konusunda bir yol önermektedir. Daha açık bir biçimde ifade edilirse, *karışımın özeliği, karışanların özeliklerinin toplamıdır* (Şekil 12-11). Bu durumda karışımın toplam iç enerjisi, entalpisi ve entropisi aşağıdaki gibi yazılır:



ŞEKİL 12-11
Bir karışımın yaygın özelikleri, karışanların özeliklerini toplayarak bulunur.

$$U = \sum_{i=1}^{N} U_i = \sum_{i=1}^{N} m_i u_i = \sum_{i=1}^{N} n_i \overline{u}_i \quad \text{(kJ)} \tag{12-13}$$

$$H = \sum_{i=1}^{N} H_i = \sum_{i=1}^{N} m_i h_i = \sum_{i=1}^{N} n_i \overline{h}_i \quad \text{(kJ)} \tag{12-14}$$

$$S = \sum_{i=1}^{N} S_i = \sum_{i=1}^{N} m_i s_i = \sum_{i=1}^{N} n_i \overline{s}_i \quad \text{(kJ/K)} \tag{12-15}$$

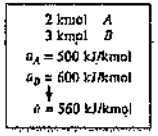
Benzer bir düşünceyle, gaz karışımının bir hal değişimi sırasındaki iç enerji, entalpi ve entropi değişimleri de aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Delta U = \sum_{i=1}^{N} \Delta U_i = \sum_{i=1}^{N} m_i \Delta u_i = \sum_{i=1}^{N} n_i \Delta \overline{u}_i \quad \text{(kJ)} \tag{12-16}$$

$$\Delta H = \sum_{i=1}^{N} \Delta H_i = \sum_{i=1}^{N} m_i \Delta h_i = \sum_{i=1}^{N} n_i \Delta \overline{h}_i \quad \text{(kJ)} \tag{12-17}$$

$$\Delta S = \sum_{i=1}^{N} \Delta S_i = \sum_{i=1}^{N} m_i \Delta s_i = \sum_{i=1}^{N} n_i \Delta \overline{s}_i \quad \text{(kJ/K)} \tag{12-18}$$

Aynı karışımı yeniden gözönüne alalım, N_2 ve CO_2'nin 25 °C sıcaklıkta oldukları kabul edilsin. Karışımın sıcaklığı *(yeğin özelik)* beklendiği gibi 25 °C olacaktır. Dikkat edilirse, karışımın sıcaklığını bulmak için, karışanların sıcaklıkları toplanmamıştır. Bunun yerine bir ortalama alma yolu seçilmiştir. Gaz karışımının yeğin özeliklerini belirlemek için kullanılan yöntem budur. Bir gaz karışımının birim kütle veya birim mol için iç enerjisi, entalpisi ve entropisi yukarıda verilen denklemleri, karışımın kütlesi (m_k) veya mol miktarı (n_k) ile bölerek elde edilir (Şekil 12-12):



ŞEKİL 12-12
Bir karışımın yeğin özelikleri, karışanların özeliklerinin ağırlıklı ortalaması olarak bulunur.

$$u = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} u_i \quad \text{ve} \quad \overline{u} = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} \overline{u}_i \quad \text{(kJ/kg veya kJ/kmol)} \tag{12-19}$$

$$h = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} h_i \quad \text{ve} \quad \overline{h} = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} \overline{h}_i \quad \text{(kJ/kg veya kJ/kmol)} \tag{12-20}$$

$$s = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} s_i \quad \text{ve} \quad \overline{s} = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} \overline{s}_i \quad \text{[kJ/(kg · K) veya kJ/(kmol · K)]} \tag{12-21}$$

ŞEKİL 12-13
Mükemmel gaz karışımlarının entropi değişimlerini hesaplarken, karışım basıncı değil, karışanların kısmi basınçları kullanılır.

Bir gaz karışımının özgül ısıları da benzer bir biçimde yazılabilir:

$$C_v = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} C_{v,i} \quad \text{ve} \quad \overline{C}_v = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} \overline{C}_{v,i} \tag{12-22}$$

$$C_p = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} C_{p,i} \quad \text{ve} \quad \overline{C}_p = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} \overline{C}_{p,i} \tag{12-23}$$

Yukarıdaki denklemlerde özgül ısıların birimleri [kJ/(kg · °C) veya kJ/(kmol · °C)] olmaktadır. Dikkat edilirse, *birim kütle için özelikler kütle oranı* (y_{mi}) *ile birim mol için özelikler ise mol oranı* (y_{ni}) ile ifade edilmiştir.

Yukarıda verilen bağıntılar genellikle hem mükemmel hem de gerçek gaz karışımları için geçerlidir, hatta kimyasal reaksiyona girmeyen sıvı ve katı karışımlarına da uygulanabilir. Bu bağıntıların kullanımında karşılaşılan tek önemli zorluk, karışanların her birinin özeliklerinin belirlenmesidir. Eğer büyük bir hataya yol açmıyorsa, karışanların mükemmel gaz olarak kabul edilmesi çözümlemeyi önemli ölçüde kolaylaştırır.

1 Mükemmel Gaz Karışımları

Karışımı oluşturan gazlar genellikle, kritik nokta özeliklerine göre daha yüksek sıcaklıklarda ve daha düşük basınçlarda bulunurlar. Bu gibi durumlarda gaz karışımı ve karışanları, küçük bir hatayla mükemmel gaz kabul edilebilirler. Mükemmel gaz kabulü yapıldığı zaman, bir gazın özelikleri diğer gazların varlığından etkilenmez. Her gaz karışan, karışım sıcaklığında (T) ve karışım hacminde (V) tek başına bulunuyormuş gibi davranır. Bu ilke **Gibbs-Dalton Yasası** diye bilinir ve Dalton'un toplanan basınçlar yasasının bir uzantısıdır. Ayrıca, mükemmel bir gazın h, u, C_v ve C_p özelikleri sadece sıcaklığa bağlıdır, mükemmel gaz karışımının basınç ve hacminden bağımsızdır. Mükemmel gaz karışımındaki bir karışanın kısmi basıncı $P_i = y_{ni}P$ olur. Burada P karışımın basıncıdır.

Mükemmel gaz karışımının hal değişimi sırasında, karışanların Δu ve Δh değerleri kolaylıkla hesaplanabilir, çünkü sadece ilk ve son hallerdeki sıcaklıkların bilinmesine gerek vardır. Fakat karışanların Δs'lerinin hesaplanmasında dikkatli olmak gerekir, çünkü mükemmel bir gazın entropisi sıcaklığın yanısıra karışanın basıncına veya hacmine bağlıdır. Mükemmel gaz karışımının hal değişimi sırasında karışanların entropi değişimleri aşağıdaki bağıntılardan hesaplanabilir:

$$\Delta s_i = s^\circ_{i,2} - s^\circ_{i,1} - R_i \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \tag{12-24}$$

$$\cong C_{p,i} \ln \frac{T_{i,2}}{T_{i,1}} - R_i \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \quad \text{[kJ/(kg · K)]} \tag{12-25}$$

$$\Delta \overline{s}_i = \overline{s}^\circ_{i,2} - \overline{s}^\circ_{i,1} - R_u \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \tag{12-26}$$

$$\cong \overline{C}_{p,i} \ln \frac{T_{i,2}}{T_{i,1}} - R_u \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \quad \text{[kJ/(kmol · K)]} \tag{12-27}$$

Burada, $P_{i,2} = y_{mi,2}P_2$ ve $P_{i,1} = y_{mi,1}P_1$ olmaktadır. Entropi değişiminin hesaplanmasında, karışımın basıncı (P) değil, karışanların kısmi basınçlarının (P_i) kullanıldığı vurgulanmalıdır (Şekil 12-13).

ÖRNEK 12-3

Sabit hacimli, yalıtılmış, kapalı bir kap iki bölmeye ayrılmıştır. Bölmelerden birinde 40 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta 7 kg oksijen, diğerinde ise 20 °C sıcaklık ve 150 kPa basınçta 4 kg azot bulunmaktadır. Daha sonra bölmeleri ayıran perde kaldırılmakta ve gazların karışması sağlanmaktadır. Denge hali sağlandıktan sonra (*a*) karışımın sıcaklığını, (*b*) karışımın basıncını hesaplayın.

Çözüm Oksijen ve azot kritik sıcaklıklarından çok daha yüksek sıcaklıklarda, kritik basınçlarından çok daha düşük basınçlarda bulunmaktadırlar. Bu nedenle her iki gaz da mükemmel gaz, karışım da mükemmel gaz karışımı kabul edilebilir.

(*a*) Sistem olarak her iki gazı birlikte ele alalım. Sistem sınırları Şekil 12-14'te gösterilmiştir. Sistem sınırlarından ısı, iş ve kütle geçişi yoktur, bu nedenle kapalı bir sistem sözkonusudur ve $Q = 0$, $W = 0$'dır. Kapalı sistem için enerjinin korunumu denklemi yazılırsa,

$$\overset{0}{\cancel{Q}} - \overset{0}{\cancel{W}} = \Delta U = \Delta U_{N_2} + \Delta U_{O_2}$$

$$[mC_v(T - T_1)]_{N_2} + [mC_v(T - T_1)]_{O_2} = 0$$

elde edilir. Tablo A-2a'dan, oda sıcaklığında sabit C_v değerleri alınır ve verilen diğer bilgilerle birlikte yukarıdaki denklemde yerine konursa aşağıdaki sonuç bulunur:

$$(4\text{ kg})(0.743\text{ kJ/(kg}\cdot\text{°C)})(T - 20\text{ °C}) + (7\text{ kg})(0.658\text{ kJ/(kg}\cdot\text{°C)})(T - 40\text{ °C}) = 0$$

$$T = 32.2\text{ °C}$$

(*b*) Karışımın son haldeki basıncı, mükemmel gaz hal denkleminden bulunur:

$$PV = nR_uT$$

Burada, $n_{O_2} = \dfrac{m_{O_2}}{M_{O_2}} = \dfrac{7\text{ kg}}{32\text{ kg/kmol}} = 0.219\text{ kmol}$

$$n_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} = \frac{4\text{ kg}}{28\text{ kg/kmol}} = 0.143\text{ kmol}$$

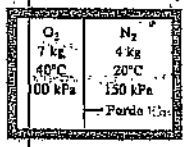
$$n = n_{O_2} + n_{N_2} = (0.219 + 0.143)\text{ kmol} = 0.362\text{ kmol}$$

ve

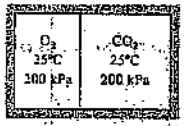
$$V_{O_2} = \left(\frac{nR_uT_1}{P_1}\right)_{O_2} = \frac{(0.219\text{ kmol})(8.314\text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kmol}\cdot\text{K}))(313\text{ K})}{100\text{ kPa}} = 5.70\text{ m}^3$$

$$V_{N_2} = \left(\frac{nR_uT_1}{P_1}\right)_{N_2} = \frac{(0.143\text{ kmol})(8.314\text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kmol}\cdot\text{K}))(293\text{ K})}{150\text{ kPa}} = 2.32\text{ m}^3$$

$$V = V_{O_2} + V_{N_2} = (5.70 + 2.32)\text{ m}^3 = 8.02\text{ m}^3$$



ŞEKİL 12-14
Örnek 12-3'ün genel çizimi.



ŞEKİL 12-15
Örnek 12-4'ün genel çizimi.

olmaktadır. Böylece,

$$P = \frac{nR_uT}{V} = \frac{(0.362\text{ kmol})(8.314\text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kmol}\cdot\text{K}))(305.2\text{ K})}{8.02\text{ m}^3} = 114.5\text{ kPa}$$

elde edilir. Karışımın basıncı $PV = mRT$ bağıntısını kullanarak da bulunabilirdi. R burada karışımın görünür gaz sabitidir. Fakat sonucun bu yolla hesaplanması daha uzun zaman alır, çünkü R'nin bulunması için, karışanların kütle oranlarının belirlenmesi gerekir.

ÖRNEK 12-4

Sabit hacimli, yalıtılmış kapalı bir kap Şekil 12-15'te görüldüğü gibi iki bölmeye ayrılmıştır. Bölmelerden birinde 3 kmol O_2, diğerinde ise 5 kmol CO_2 vardır. Başlangıçta her iki gaz da 25 °C sıcaklık ve 200 kPa basınçtadır. Daha sonra bölmeleri ayıran perde kaldırılmakta ve gazların karışması sağlanmaktadır. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu ve gazların mükemmel gaz gibi davrandıklarını kabul ederek, hal değişimi sırasındaki entropi değişimini ve tersinmezliği hesaplayın.

Çözüm Aynı sıcaklık ve basınçta bulunan iki mükemmel gaz aralarındaki perdeyi kaldırarak karıştırıldıkları zaman, karışımın sıcaklığı ve basıncı değişmeyecektir. (Bunu kanıtlayın. Bu olgu gerçek gazlar için de geçerli midir?) Bu nedenle karışmadan sonra kap içindeki sıcaklık ve basınç sırasıyla 25 °C ve 200 kPa olacaktır. Karışanların her birinin entropi değişimi 12-18 ve 12-27 numaralı denklemlerden bulunabilir:

$$\Delta S = \sum_i \Delta S_i = \sum_i n_i \Delta \bar{s}_i = \sum n_i \left(\bar{C}_{p,i} \ln \overset{0}{\cancel{\frac{T_{i,2}}{T_{i,1}}}} - R_u \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \right)$$

Fakat, $T_{i,2} = T_{i,1}$, $P_2 = P_{i,1} = 200$ kPa olduğundan,

$$\Delta S = -R_u \sum_i n_i \ln \frac{y_{mi}P_2}{P_{i,1}} = -R_u \sum n_i \ln y_{mi} \qquad (12\text{-}28)$$

elde edilir. Bu denklemden açıkça görüldüğü gibi, entropi değişimi karışımda hangi gazların bulunduğuna bağlı değildir, sadece karışanların mol oranlarına bağlıdır. Açıkça görülmeyen ise, aynı bölmelerdeki aynı gazın sabit sıcaklık ve basınçta karıştırılması durumunda, entropi değişiminin sıfır olacağıdır.

Bilinen değerler 12-28 numaralı denklemde yerine konursa,

$$n = n_{O_2} + n_{CO_2} = (3 + 5)\text{ kmol} = 8\text{ kmol}$$

$$y_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n} = \frac{3\text{ kmol}}{8\text{ kmol}} = 0.375$$

$$y_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n} = \frac{5\text{ kmol}}{8\text{ kmol}} = 0.625$$

$$\Delta S = -R_u(n_{O_2} \ln y_{O_2} + n_{CO_2} \ln y_{CO_2})$$

$$= -[(8.314\text{ kJ/(kmol}\cdot\text{K)})][(3\text{ kmol})(\ln 0.375) + (5\text{ kmol})(\ln 0.625)]$$

$$= 44.0\text{ kJ/K}$$

bulunur. Karışma işlemiyle ilgili tersinmezlik aşağıda hesaplanmıştır:

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} = T_0(\Delta S_{\text{sistem}} + \underbrace{\Delta S_{\text{çevre}}}_{0}) = T_0 \Delta S_{\text{sistem}}$$

$$= (298\text{K})(44.0\ \text{kJ/K})$$

$$= 13112\ \text{kJ}$$

Bu sonuç, karışma işlemindeki tersinmezliğin büyüklüğünü vurgulamaktadır.

2 Gerçek Gaz Karışımları

Mükemmel gaz kabul edilemeyecek gazlardan oluşan karışımların çözümlenmesi daha karmaşıktır, çünkü gerçek gazların u, h, C_v ve C_p gibi özelikleri sıcaklığın yanısıra basınca (veya özgül hacme) bağlıdır. Bu durumda, karışanların mükemmel gaz davranışından sapmalarının karışım özelikleri üzerindeki etkileri gözönüne alınmak zorundadır.

Sabit hacimli adyabatik bir kabın ayrı bölmelerinde bulunan iki gerçek gaz gözönüne alınsın. Başlangıçta her iki gazın da 100 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıkta olduğu kabul edilsin. Daha sonra bölmeleri ayıran perde kaldırılarak gazların karışması sağlansın. Son halde kabın içindeki basıncı tahmin edebilir misiniz? İlk akla gelen yanıt 100 kPa'dir. Eğer mükemmel gazlar sözkonusu olsaydı sonuç bu olurdu. Fakat gerçek gazlar için durum farklıdır, çünkü değişik gazların molekülleri birbirlerini etkilerler. Bu durum Dalton yasasından sapmaya yol açar (Şekil 12-16).

Gerçek gaz karışımları sözkonusu olduğu zaman, karışanların mükemmel gaz davranışından sapmalarının karışımın entalpi ve entropi gibi özelikleri üzerindeki etkisini gözönüne almak gerekebilir. Bunu yapmanın yollarından biri, 11. Bölümde gerçek gazlar için açıklanan genelleştirilmiş denklem ve diyagramları, sıkıştırılabilme çarpanlarıyla birlikte kullanmaktır.

Aşağıda verilen $T\,ds$ bağıntısı, bir gaz karışımı için ele alınsın:

$$dh = T\,ds + v\,dP$$

Bu bağıntı şu biçimde de yazılabilir:

$$d\left(\sum y_{mi} h_i\right) = T\,d\left(\sum y_{mi} s_i\right) + \left(\sum y_{mi} v_i\right) dP$$

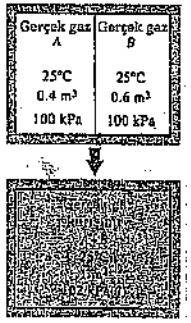
Sadeleştirme yapılırsa,

$$\sum y_{mi}(dh_i - T\,ds_i - v_i\,dP) = 0$$

elde edilir. Bu denklemde parantez içindeki kısım sıfır olmak zorundadır:

$$dh_i = T\,ds_i + v_i\,dP \qquad (12\text{-}29)$$

Bu önemli bir sonuçtur, çünkü 12-29 numaralı denklem entalpi ve entropi için genelleştirilmiş bağıntıları ve diyagramları geliştirmenin başlangıç noktasıdır. Bu denklem, 11. Bölümde gerçek gazlar için geliştirilen genelleştirilmiş özelik bağıntılarının ve diyagramlarının, gerçek gaz



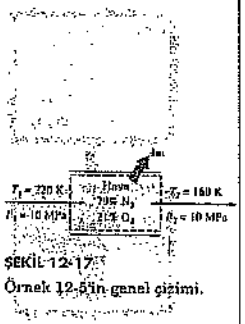
ŞEKİL 12-16
Gerçek gaz karışımlarının davranışlarını belirlemek zordur, çünkü birbirinden farklı moleküllerin karşılıklı etkilerini gözönüne almak gerekir.

karışımını oluşturan gazlar için de kullanılabileceğini belirtmektedir. Fakat her karışan için indirgenmiş sıcaklık, T_R ve indirgenmiş basınç P_R, karışım sıcaklığı T ve karışım basıncı P'de hesaplanmalıdır. Bunun nedeni, 12-29 numaralı denklemde kısmi basıncın değil, karışım basıncının yer almasıdır.

Yukarıda açıklanan yaklaşım, bir ölçüde Amagat'ın toplanan hacimler yasasını andırmaktadır. Hatırlanacağı gibi, mükemmel gazların tam olarak, gerçek gazların da yaklaşık olarak sağladığı Amagat yasasına göre, karışım özelikleri karışım sıcaklık ve basıncında hesaplanmaktadır. Bu nedenle, bu yöntemle belirlenen karışım özelikleri ancak yaklaşık değerler olacaklardır, fakat elde edilecek sonuçlar birçok uygulama için yeterli hassaslığı sağlayabilecektir.

Karışım basıncı ve sıcaklığı yerine karışım hacim ve sıcaklığı verilirse izlenecek olan yol, Dalton'un toplanan basınçlar yasasını kullanarak *yaklaşık* bir karışım basıncı belirlemektir.

Gerçek bir gaz karışımının özeliklerini belirlemenin bir başka yolu da, karışımı sanki-kritik özelikleri olan; sanki-saf bir madde gibi ele almaktır. Burada sanki-kritik özelikler, karışanların kritik özeliklerinden Kay kuralını kullanarak belirlenir. Bu yaklaşım oldukça basittir ve kabul edilebilir hassaslıkta sonuçlar verir.



ŞEKİL 12-17
Örnek 12-5'in genel çizimi.

ÖRNEK 12-5

Hava N_2, O_2 ve az miktarda diğer gazlardan oluşan bir karışımdır. Hava genellikle N_2 ve O_2'den oluşan bir karışım olarak ele alınır. Bu karışımda N_2 ve O_2'nin mol oranları sırasıyla yüzde 79 ve yüzde 21'dir. Sürekli akışlı bir açık sistemde, hava 10 MPa sabit basınçta, 220 K'den 160 K sıcaklığa soğutulmaktadır (Şekil 12-17). Havadan çevreye olan ısı geçişini, (a) mükemmel gaz yaklaşımıyla, (b) Kay kuralını kullanarak, (c) Amagat yasasını kullanarak hesaplayın.

Çözüm Kritik nokta özelikleri N_2 için, $T_{cr} = 126.2$ K ve $P_{cr} = 3.39$ MPa, O_2 için, $T_{cr} = 154.8$ K ve $P_{cr} = 5.08$ MPa olmaktadır. Her iki gaz da kritik sıcaklıklarının üzerindedirler, fakat aynı zamanda kritik basınçlarının da üzerindedirler. Bu nedenle hava mükemmel gaz gibi davranmayabilir, gerçek gaz olarak ele alınması daha uygundur.

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse, birim mol için enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\overbrace{q}^{0} - \overbrace{w}^{0} = \Delta \overline{h} = \sum y_{mi}\,\Delta \overline{h}_i$$

$$\overline{q} = y_{n,N_2}(\overline{h}_2 - \overline{h}_1)_{N_2} + y_{n,O_2}(\overline{h}_2 - \overline{h}_1)_{O_2}$$

Burada karışanların entalpi değişimleri, genelleştirilmiş entalpi sapma diyagramından (Şekil A-31) ve 11-58 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\overline{h}_2 - \overline{h}_1 = R_u T_{cr}(Z_{h1} - Z_{h2}) + \overline{h}_{2,\,\text{mükemmel}} - \overline{h}_{1,\,\text{mükemmel}}$$

Bu denklemdeki son terimler karışanın mükemmel gaz entalpi değişimini ifade etmektedir. Parantez içindeki terim ise mükemmel gaz davranışından sapmayı göstermektedir. Bu terimin hesaplanabilmesi için indirgenmiş basınç P_R ve indirgenmiş sıcaklık T_R'nin bilinmesi gerekir. P_R ve T_R karışım basıncı P ve karışım sıcaklığı T'de hesaplanır.

(a) N_2, O_2 karışımının mükemmel gaz olduğu kabul edilirse, karışımın entalpisi sadece sıcaklığa bağlı olacaktır. İlk ve son hallerdeki entalpi, N_2 ve O_2 için mükemmel gaz tablolarından (Tablo A-18 ve Tablo A-19) bulunabilir:

$$T_1 = 220\ \text{K} \longrightarrow \begin{cases} \overline{h}_{1,\text{mükemmel},N_2} = 6391\ \text{kJ/kmol} \\ \overline{h}_{1,\text{mükemmel},O_2} = 6404\ \text{kJ/kmol} \end{cases}$$

$$T_2 = 160\ \text{K} \longrightarrow \begin{cases} \overline{h}_{2,\text{mükemmel},N_2} = 4648\ \text{kJ/kmol} \\ \overline{h}_{2,\text{mükemmel},O_2} = 4657\ \text{kJ/kmol} \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \overline{q} &= y_{n,N_2}(\overline{h}_2 - \overline{h}_1)_{N_2} + y_{O_2}(\overline{h}_2 - \overline{h}_1)_{O_2} \\ &= (0.79)(4648 - 6391)\ \text{kJ/kmol} + (0.21)(4657 - 6404)\ \text{kJ/kmol} \\ &= -1744\ \text{kJ/kmol} \end{aligned}$$

(b) Kay kuralına göre gaz karışımı, kritik sıcaklık ve basıncı aşağıda yazıldığı gibi tanımlanan sanki-saf bir madde kabul edilir:

$$\begin{aligned} T'_{cr} &= \sum_i y_{m,i} T_{cr,i} = y_{m,N_2} T_{cr,N_2} + y_{m,O_2} T_{cr,O_2} \\ &= (0.79)(126.2\ \text{K}) + (0.21)(154.8\ \text{K}) = 132.2\ \text{K} \end{aligned}$$

ve

$$\begin{aligned} P'_{cr} &= \sum_i y_{m,i} P_{cr,i} = y_{n,N_2} P_{cr,N_2} + y_{n,O_2} P_{cr,O_2} \\ &= (0.79)(3.39\ \text{MPa}) + (0.21)(5.08\ \text{MPa}) = 3.74\ \text{MPa} \end{aligned}$$

Böylece,

$$\left.\begin{aligned} T_{R,1} &= \frac{T_1}{T'_{cr}} = \frac{220\ \text{K}}{132.2\ \text{K}} = 1.66 \\ P_R &= \frac{P}{P'_{cr}} = \frac{10\ \text{MPa}}{3.74\ \text{MPa}} = 2.67 \end{aligned}\right\} \quad Z_{h1} = 1.0$$

$$\left.\begin{aligned} T_{R,2} &= \frac{T_2}{T'_{cr}} = \frac{160\ \text{K}}{132.2\ \text{K}} = 1.21 \end{aligned}\right\} \quad Z_{h2} = 2.6$$

olarak bulunur. Ayrıca,

$$\begin{aligned} \overline{h}_{1,\text{mükemmel}} &= y_{n,N_2}\overline{h}_{1,\text{mükemmel},N_2} + y_{n,O_2}\overline{h}_{1,\text{mükemmel},O_2} \\ &= (0.79)(6391\ \text{kJ/kmol}) + (0.21)(6404\ \text{kJ/kmol}) \\ &= 6394\ \text{kJ/kmol} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \overline{h}_{2,\text{mükemmel}} &= y_{n,N_2}\overline{h}_{2,\text{mükemmel},N_2} + y_{n,O_2}\overline{h}_{2,\text{mükemmel},O_2} \\ &= (0.79)(4648\ \text{kJ/kmol}) + (0.21)(4657\ \text{kJ/kmol}) \\ &= 4650\ \text{kJ/kmol} \end{aligned}$$

olduğu için, 11-58 numaralı denklem kullanılarak aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$\begin{aligned} \overline{q} &= R_u T_{cr}(Z_{h1} - Z_{h2}) + (\overline{h}_{2,\text{mükemmel}} - \overline{h}_{2,\text{mükemmel}}) \\ &= [8.314\ \text{kJ/(kmol·K)}](132.2\ \text{K})(1.0 - 2.6) + [(4650 - 6394)\ \text{kJ/kmol}] \\ &= -3503\ \text{kJ/kmol} \end{aligned}$$

(c) N_2 ve O_2 için, ilk ve son hallerde, indirgenmiş sıcaklık ve basınçlarla bunlara karşı gelen entalpi sapma çarpanları Şekil A-31'den bulunur:

N_2:

$$\left.\begin{aligned} T_{R_1,N_2} &= \frac{T_1}{T_{cr,N_2}} = \frac{220\ \text{K}}{126.2\ \text{K}} = 1.74 \\ P_{R_1,N_2} &= P_{R_2,N_2} = \frac{P}{P_{cr,N_2}} = \frac{10\ \text{MPa}}{3.39\ \text{MPa}} = 2.95 \end{aligned}\right\} \quad Z_{h1,N_2} = 0.9$$

$$\left.\begin{aligned} T_{R_2,N_2} &= \frac{T_2}{T_{cr,N_2}} = \frac{160\ \text{K}}{126.2\ \text{K}} = 1.27 \end{aligned}\right\} \quad Z_{h2,N_2} = 2.4$$

O_2:

$$\left.\begin{aligned} T_{R_1,O_2} &= \frac{T_1}{T_{cr,O_2}} = \frac{220\ \text{K}}{154.8\ \text{K}} = 1.42 \\ P_{R_1,O_2} &= P_{R_2,O_2} = \frac{P}{P_{cr,O_2}} = \frac{10\ \text{MPa}}{5.08\ \text{MPa}} = 1.97 \end{aligned}\right\} \quad Z_{h1,O_2} = 1.3$$

$$\left.\begin{aligned} T_{R_2,O_2} &= \frac{T_2}{T_{cr,O_2}} = \frac{160\ \text{K}}{154.8\ \text{K}} = 1.03 \end{aligned}\right\} \quad Z_{h2,O_2} = 4.0$$

11-58 numaralı denklemden,

$$\begin{aligned} (\overline{h}_2 - \overline{h}_1)_{N_2} &= R_u T_{cr}(Z_{h1} - Z_{h2})_{N_2} + (\overline{h}_{2,\text{mükemmel}} - \overline{h}_{1,\text{mükemmel}})_{N_2} \\ &= [8.314\ \text{kJ/(kmol·K)}](126.2\ \text{K})(0.9 - 2.4) + [(4648 - 6391)\ \text{kJ/kmol}] \\ &= -3317\ \text{kJ/kmol} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (\overline{h}_2 - \overline{h}_1)_{O_2} &= R_u T_{cr}(Z_{h1} - Z_{h2})_{O_2} + (\overline{h}_{2,\text{mükemmel}} - \overline{h}_{1,\text{mükemmel}})_{O_2} \\ &= [8.314\ \text{kJ/(kmol·K)}](154.8\ \text{K})(1.3 - 4.0) + [(4657 - 6404)\ \text{kJ/kmol}] \\ &= -5222\ \text{kJ/kmol} \end{aligned}$$

bulunur. Böylece ısı geçişi,

$$\begin{aligned} \overline{q} &= y_{n,N_2}(\overline{h}_2 - \overline{h}_1)_{N_2} + y_{O_2}(\overline{h}_2 - \overline{h}_1)_{O_2} \\ &= (0.79)(-3317\ \text{kJ/kmol}) + (0.21)(-5222\ \text{kJ/kmol}) \\ &= -3717\ \text{kJ/kmol} \end{aligned}$$

olarak hesaplanır. Bu sonuç, yukarıda Kay kuralını kullanarak hesaplanan değerden yaklaşık yüzde 6 daha büyüktür. Buna karşılık mükemmel gaz kabulüyle elde edilen ısı geçişinin iki katından daha fazladır.

12-4 ■ ÖZET

Kimyasal bileşimi sabit olan, bir veya daha çok gazdan oluşan karışıma, *kimyasal reaksiyona girmeyen gaz karışımı* adı verilir. Bir gaz karışımını oluşturan gazların (karışanların) *kütle oranı* (y_m) ve *mol oranı* (y_n) aşağıda gösterildiği gibi tanımlanır:

$$y_{mi} = \frac{m_i}{m} \quad \text{ve} \quad y_{ni} = \frac{n_i}{n} \qquad (12\text{-}2a, b)$$

Burada,
$$m = \sum_{i=1}^{N} m_i \quad \text{ve} \quad n = \sum_{i=1}^{N} n_i \qquad (12\text{-}1a, b)$$

olmaktadır. Karışımın görünür (ortalama) mol kütlesi ve gaz sabiti,

$$M = \frac{m}{n} = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} M_i \qquad \text{(kg/kmol)} \qquad (12\text{-}4)$$

ve
$$R = \frac{R_u}{M} \qquad \text{[kJ/(kg · K)]} \qquad (12\text{-}5)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Dalton'un toplanan basınçlar yasasına göre bir gaz karışımının basıncı, karışanların karışım sıcaklığında olmaları ve ayrı ayrı toplam hacmi kaplamaları durumunda sahip olacakları basınçların toplamıdır. *Amagat'ın toplanan hacimler yasasına* göre bir gaz karışımının hacmi, karışanların karışım sıcaklığında ve basıncında olmaları durumunda, ayrı ayrı kaplayacakları hacimlerin toplamıdır. Mükemmel gazlar Dalton ve Amagat yasalarını tam olarak, gerçek gazlar ise yaklaşık olarak sağlarlar. Bu yasalar aşağıdaki gibi yazılabilir:

Dalton Yasası:
$$P = \sum_{i=1}^{N} P_i(T, V) \qquad (12\text{-}6)$$

Amagat Yasası:
$$V = \sum_{i=1}^{N} V_i(T, P) \qquad (12\text{-}7)$$

Bu bağıntılarda, P_i *karışan basıncı*, V_i ise *karışan hacmi* diye adlandırılır. Ayrıca P_i/P, i. karışanın *basınç oranı*; V_i/V ise i. karışanın *hacim oranı* adını alır. Mükemmel gazlar için, P_i ve V_i ile y_{ni} arasındaki ilişki aşağıdaki bağıntıyla verilir:

$$\frac{P_i}{P} = \frac{V_i}{V} = \frac{n_i}{n} = y_{ni} \qquad (12\text{-}8)$$

Burada $y_{ni}P$ karışanın *kısmi basıncı*, $y_{ni}V$ karışanın *kısmi hacmidir*. Gerçek gazların P-v-T davranışları, genelleştirilmiş sıkıştırılabilirlik diyagramlarını kullanarak belirlenebilir. Bu durumda karışımın sıkıştırılabilme çarpanı Z, karışanların sıkıştırılabilme çarpanları Z_i ile ifade edilir:

$$Z = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} Z_i \qquad (12\text{-}10)$$

Burada karışan için Z_i, ya T ve V kullanılarak (Dalton yasası) veya T ve P kullanılarak (Amagat yasası) bulunur. Bir gaz karışımının P-v-T davranışı *Kay kuralı* ile yaklaşık olarak belirlenebilir. Bu kurala göre gaz karışımı saf madde olarak gözönüne alınır ve karışım için *sanki-kritik basınç* P'_{cr} ve *sanki-kritik sıcaklık* T'_{cr} tanımlanır:

$$P'_{cr} = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} P_{cr,i} \quad \text{ve} \quad T'_{cr} = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} T_{cr,i} \qquad (12\text{-}11a, b)$$

Bir gaz karışımının *yaygın özellikleri*, genellikle her karışanın katkısını toplayarak bulunabilir. Karışımın *yeğin özellikleri* ise karışanların kütle ve mol oranlarını kullanarak ortalama almayı gerektirir:

$$U = \sum_{i=1}^{N} U_i = \sum_{i=1}^{N} m_i u_i = \sum_{i=1}^{N} n_i \overline{u}_i \qquad \text{(kJ)} \qquad (12\text{-}13)$$

$$H = \sum_{i=1}^{N} H_i = \sum_{i=1}^{N} m_i h_i = \sum_{i=1}^{N} n_i \overline{h}_i \qquad \text{(kJ)} \qquad (12\text{-}14)$$

$$S = \sum_{i=1}^{N} S_i = \sum_{i=1}^{N} m_i s_i = \sum_{i=1}^{N} n_i \overline{s}_i \qquad \text{(kJ/K)} \qquad (12\text{-}15)$$

ve

$$u = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} u_i \quad \text{ve} \quad \overline{u} = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} \overline{u}_i \qquad \text{(kJ/kg veya kJ/kmol)} \qquad (12\text{-}19)$$

$$h = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} h_i \quad \text{ve} \quad \overline{h} = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} \overline{h}_i \qquad \text{(kJ/kg veya kJ/kmol)} \qquad (12\text{-}20)$$

$$s = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} s_i \quad \text{ve} \quad \overline{s} = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} \overline{s}_i \qquad \text{[kJ/(kg · K) veya kJ/(kmol · K)]} \qquad (12\text{-}21)$$

$$C_v = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} C_{v,i} \quad \text{ve} \quad \overline{C}_v = \sum_{i=1}^{N} y_{ni} \overline{C}_{v,i} \qquad (12\text{-}22)$$

$$C_p = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} C_{p,i} \quad \text{ve} \quad \overline{C}_p = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} \overline{C}_{p,i} \qquad (12\text{-}23)$$

Yukarıdaki denklemlerde özgül ısıların birimleri [kJ/(kg · °C) veya kJ/(kmol · °C)] olmaktadır. Yukarıdaki bağıntılar hem mükemmel hem de gerçek gaz karışımlarına uygulanabilir. Karışanların özelikleri veya özelik değişimleri, daha önceki bölümlerde geliştirilen mükemmel gaz veya gerçek gaz bağıntılarını kullanarak hesaplanabilir.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 W. Z. Black ve J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, New York, 1985.

2 J. P. Holman, *Thermodynamics*, 3. Basım, McGraw-Hill, New York, 1980.

3 J. R. Howell ve R. O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, McGraw-Hill, New York, 1987.

4 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Basım, Wiley, New York, 1986.

5 G. J. Van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Basım, Wiley, New York, 1985.

6 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Basım, McGraw-Hill, New York, 1988.

PROBLEMLER*

Gaz Karışımının Bileşimi

12-1K Bir gaz karışımının *görünür gaz sabiti* nedir? Bu değer karışımda en büyük gaz sabitine sahip olan gazın gaz sabitinden daha büyük olabilir mi?

12-2K İki gazdan oluşan bir karışımı ele alın. Karışımın görünür mol kütlesi, gazların mol kütlelerinin aritmetik ortalaması olarak alınabilir mi? Bu yaklaşım ne zaman doğru olabilir?

12-3K Bir gaz karışımının *görünür mol kütlesi* nedir? Karışımdaki her molekülün kütlesi, görünür mol kütlesine eşit midir?

12-4K Kütleleri eşit olan gazların oluşturduğu bir karışımda, karışanların kütle oranları eşit midir? Aynı sonuç mol oranları için de geçerli midir?

12-5K Mükemmel bir gaz karışımında, karışanların mol oranlarının toplamı 1'dir. Gerçek gazlardan oluşan bir karışımda da aynı durum geçerli midir?

12-6K Mol ve kütle oranlarını tanımlayın.

12-7K Mol ve kütle oranlarının tanımlarından yola çıkarak, ikisi arasında bir bağıntı elde edin.

12-8K CO_2 ve N_2O gazlarından oluşan bir karışımda karışanların mol ve kütle oranlarının eşit olduğu öne sürülmektedir. Bu doğru olabilir mi? Neden?

12-9K Mükemmel bir gaz karışımında, karışanların kütle oranlarının toplamı 1'dir. Gerçek gazlardan oluşan bir karışımda da aynı durum geçerli midir?

12-10 Bir gaz karışımında mol olarak yüzde 60 N_2, yüzde 40 CO_2 bulunmaktadır. Karışımın kütlesel analizini yapın, mol kütlesini ve gaz sabitini bulun.

12-11 Bir gaz karışımında 5 kg O_2, 8 kg N_2 ve 10 kg CO_2 bulunmaktadır. (a) Her karışanın kütle oranını, (b) her karışanın mol oranını, (c) karışımın ortalama mol kütlesini ve gaz sabitini hesaplayın.

12-12 Kütle olarak yüzde 75 CH_4 ve yüzde 25 CO_2'den oluşan bir gaz karışımında, karışanların mol oranlarını bulun. Ayrıca karışımın gaz sabitini hesaplayın.

12-13 Bir gaz karışımı 8 kmol H_2 ve 2 kmol N_2'den oluşmaktadır. Gazların kütlelerini ve karışımın görünür gaz sabitini hesaplayın. *Çözüm:* 16 kg, 56 kg, 1.155 kJ/(kg · K)

Gaz Karışımlarının *P-v-T* Davranışları

12-14K Mükemmel gazlardan oluşan bir karışım mükemmel bir gaz mıdır? Örnek verin.

---

* Öğrencilerin tüm kavram "K" sorularını çözmeleri önerilir.

12-15K Dalton'un toplanan basınçlar yasasını açıklayın. Mükemmel gaz karışımları bu yasaya tam olarak uyar mı? Gerçek gaz karışımları bu yasaya tam olarak uyar mı?

12-16K Amagat'ın toplanan hacimler yasasını açıklayın. Mükemmel gaz karışımları bu yasaya tam olarak uyar mı? Gerçek gaz karışımları bu yasaya tam olarak uyar mı?

12-17K Mükemmel gaz karışımındaki bir karışanın *P-v-T* davranışı nasıl gözönüne alınır? Gerçek gaz karışımındaki bir karışanın *P-v-T* davranışı nasıl gözönüne alınır?

12-18K Bir gaz karışımında, *karışan basıncı* ile *kısmi basınç* arasındaki fark nedir? Bu ikisi ne zaman birbirine eşit olur?

12-19K Bir gaz karışımında, *karışan hacmi* ile *kısmi hacim* arasındaki fark nedir? Bu ikisi ne zaman birbirine eşit olur?

12-20K Bir gaz karışımında hangi karışanın kısmi basıncı daha yüksek olur, mol miktarı en yüksek olanın mı, mol kütlesi en büyük olanın mı?

12-21K Sabit hacimli kapalı bir kapta iki mükemmel gazdan oluşan bir karışım bulunmaktadır. Daha sonra vana açılarak karışımın bir kısmı dışarı atılmakta ve kap içindeki karışımın basıncı düşmektedir. Bu işlem sonunda karışanların kısmi basınçları değişir mi? Bu işlem sonunda karışanların basınç oranları değişir mi?

12-22K Sabit hacimli kapalı bir kapta iki mükemmel gazdan oluşan bir karışım bulunmaktadır. Daha sonra karışım ısıtılmakta, karışımın sıcaklığı ve basıncı yükselmektedir. Bu işlem sonunda karışanların kısmi basınçları değişir mi? Bu işlem sonunda karışanların basınç oranları değişir mi?

12-23K Şu sav doğru mudur? *Bir mükemmel gaz karışımının hacmi, karışımı oluşturan gazların hacimlerinin toplamına eşittir.* Doğru değilse nasıl düzeltirsiniz?

12-24K Şu sav doğru mudur? *Bir mükemmel gaz karışımının sıcaklığı, karışımı oluşturan gazların sıcaklıklarının toplamına eşittir.* Doğru değilse nasıl düzeltirsiniz?

12-25K Şu sav doğru mudur? *Bir mükemmel gaz karışımının basıncı, karışımı oluşturan gazların kısmi basınçlarının toplamına eşittir.* Doğru değilse nasıl düzeltirsiniz?

12-26K Gerçek bir gaz karışımı, Kay kuralından yararlanarak *sanki saf madde* gibi gözönüne alınabilir. Bunun nasıl yapıldığını açıklayın.

12-27 Sabit hacimli kapalı bir kapta, 4 kmol O_2 ve 5 kmol CO_2'den oluşan bir gaz karışımı vardır. Karışımın basıncı ve sıcaklığı sırasıyla 150 kPa ve 290 K'dir. Kabın hacmini hesaplayın. *Çözüm:* 144.7 m^3

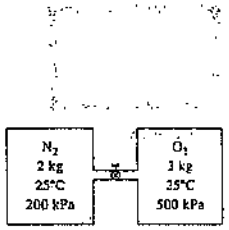
12-28 Sabit hacimli kapalı bir kapta 0.5 kmol Ar ve 2 kmol N_2'den oluşan bir gaz karışımı vardır. Karışım başlangıçta 250 kPa basınç ve 280 K sıcaklıktadır. Gaz karışımı daha sonra 400 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Kabın hacmini ve karışımın son haldeki basıncını hesaplayın.

12-29 Bir gaz karışımı 1 kg CO_2 ve 3 kg CH_4'den oluşmaktadır. Karışımın basıncı 150 kPa, sıcaklığı ise 400 K'dir. Karışanların kısmi basınçlarını ve gaz karışımının görünür mol kütlesini hesaplayın.

12-30 0.3 m^3 hacmi olan sabit hacimli kapalı bir kapta, 300 K sıcaklıkta, 0.6 kg N_2 ve 0.4 kg O_2'den oluşan bir gaz karışımı vardır. Karışanların kısmi basınçlarını ve karışımın toplam basıncını hesaplayın.
Çözüm: 178.1 kPa, 103.9 kPa, 282.0 kPa

12-31 290 K sıcaklık ve 250 kPa basınca olan bir gaz karışımının hacimsel analizi şöyledir: yüzde 65 N_2, yüzde 20 O_2 ve yüzde 15 CO_2. Karışanların kütle oranlarını ve kısmi basınçlarını hesaplayın.

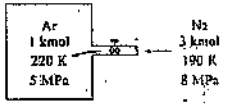
12-32 Her biri sabit hacimli iki kap birbirine bir vana aracılığıyla bağlanmıştır. Başlangıçta kaplardan birinde 25 °C sıcaklık ve 200 kPa basınçta 2 kg N_2, diğerinde ise 25 °C sıcaklık ve 500 kPa basınçta 3 kg O_2 bulunmaktadır. Daha sonra vana açılmakta ve gazlar karışmaktadır. Karışımın son haldeki sıcaklığı 25 °C olduğuna göre, kapların hacimlerini ve karışımın son haldeki basıncını hesaplayın.
Çözüm: 0.884 m^3, 0.465 m^3 ve 303.4 kPa



ŞEKİL P12-32

12-33 200 K sıcaklık ve 8 Mpa basınçta 0.3 m^3 O_2, aynı sıcaklık ve basınçta 0.5 m^3 N_2 ile karıştırılmaktadır. Karışımın son haldeki sıcaklığı 200 K ve basıncı 8 MPa'dir. Karışımın son haldeki hacmini, (*a*) mükemmel gaz hal denklemini, (*b*) Kay kuralını, (*c*) sıkıştırılabilme diyagramını ve Amagat yasasını kullanarak hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 0.8 m^3, (*b*) 0.79 m^3, (*c*) 0.80 m^3

12-34 Dağıtım borusuna vanayla bağlı sabit hacimli bir kapta başlangıçta 220 K sıcaklık ve 5 Mpa basınçta 1 kmol Argon gazı (Ar) bulunmaktadır. Daha sonra vana açılarak, boruda 190 K sıcaklık ve 8 MPa basınçta akan N_2'nin kaba girmesi sağlanmaktadır. Vana kaba 3 kmol N_2 girdikten sonra kapatılmaktadır. Karışımın son haldeki sıcaklığı 200 K olduğuna göre, karışımın son haldeki basıncını, (*a*) mükemmel gaz hal denklemini, (*b*) sıkıştırılabilme diyagramını ve Dalton yasasını kullanarak hesaplayın.



ŞEKİL P12-34

Gaz Karışımlarının Özelikleri

12-35K Bir mükemmel gaz karışımının toplam iç enerjisi, karışanların iç enerjilerinin toplamına eşit midir? Gerçek gaz karışımları için sonuç aynı mıdır?

12-36K Bir gaz karışımının özgül iç enerjisi, karışanların özgül iç enerjilerinin toplamına eşit midir?

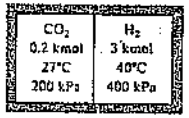
12-37K Problem 12-35K ve 12-36K'yı entropi için yanıtlayın.

12-38K Bir mükemmel gaz karışımının toplam iç enerji değişimi, karışanların iç enerji değişimlerinin toplamına eşit midir? Gerçek gaz karışımları için sonuç aynı mıdır?

12-39K Bir mükemmel gaz karışımında, karışanların entropi değişimleri hesaplanırken, karışanların kısmi basınçları mı, karışımın toplam basıncı mı gözönüne alınır?

12-40K Bir hal değişimi sırasında, gerçek gaz karışımının entalpi değişimi şöyle hesaplanmaktadır: Karışanların entalpi değişimleri genelleştirilmiş entalpi sapma diyagramından bulunduktan sonra, bu değerler toplanarak karışımın entalpi değişimi belirlenmektedir. Bu yöntem tam sonuç verir mi? Açıklayın.

12-41 Sabit hacimli, yalıtılmış, kapalı bir kap iki bölmeye ayrılmıştır. Başlangıçta bölmelerden birinde 27 °C sıcaklık ve 200 kPa basınçta, 0.2 kmol CO_2, diğerinde ise 40 °C sıcaklık ve 400 kPa basınçta 3 kmol H_2 bulunmaktadır. Daha sonra bölmeleri ayıran perde kaldırılmakta ve gazların karışmaları sağlanmaktadır. Denge hali sağlandıktan sonra (*a*) karışımın sıcaklığını, (*b*) karışımın basıncını hesaplayın. Her iki gaz için oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul edin.

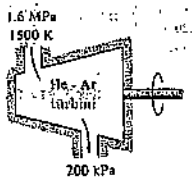


ŞEKİL P12-41

12-42 0.9 m^3 hacminde, sabit hacimli kapalı bir kap iki eşit bölmeye ayrılmıştır. Başlangıçta bölmelerden birinde 20 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta neon gazı (Ne), diğerinde ise 50 °C ve 200 kPa basınçta argon gazı (Ar) bulunmaktadır. Daha sonra bölmeleri ayıran perde kaldırılmakta ve gazların karışması sağlanmaktadır. Hal değişimi sırasında 20 °C sıcaklıktaki çevreye 15 kJ ısı geçişi olmaktadır. Son halde (*a*) karışımın sıcaklığını, (*b*) karışımın basıncını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 16.2 °C, (*b*) 138.9 kPa

12-43 20 °C sıcaklık ve 200 kPa basınçtaki etan (C_2H_6) ve 45 °C sıcaklık ve 200 kPa basınçtaki metan (CH_4) sürekli akışlı bir adyabatik karışma odasında sabit basınçta karışmaktadır. Etanın kütle debisi 9 kg/s, metanın kütle debisi ise 4.5 kg/s'dir. (*a*) çıkan karışımın sıcaklığını, (*b*) karışma işlemi sırasındaki entropi üretimini (kW/K) hesaplayın.

12-44 Kapalı devre bir gaz türbini çevriminde, aracı akışkan olarak helyum ve argon gazlarından oluşan bir karışım kullanılmaktadır. Karışımda helyum ve argonun mol oranları eşittir. Karışım türbine 1.6 MPa basınç ve 1500 K sıcaklıkta girmekte ve izantropik olarak 200 kPa basınca genişlemektedir. Karışımın birim kütlesi için türbinde yapılan işi hesaplayın.

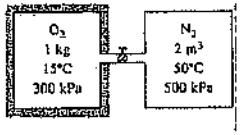


ŞEKİL P12-44

12-45 Kütlesel olarak yüzde 80 oranında N_2 ve yüzde 20 oranında CO_2'den oluşan bir gaz karışımı, bir tepkili motorun lülesine 600 Kpa basınç ve 1000 K sıcaklıkta, düşük bir hızla girmekte ve 80 kPa basınca genişlemektedir. Lülenin adyabatik verimi yüzde 92 olduğuna göre karışımın (*a*) çıkış sıcaklığını, (*b*) çıkış hızını hesaplayın. Oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kabul edin. *Çözüm:* (*a*) 609.4 K, (*b*) 883.9 m/s

12-46 Bir piston-silindir düzeneğinde, 100 kPa basınç ve 300 K sıcaklıkta, 0.2 kg H_2 ve 1.6 kg N_2'den oluşan bir gaz karışımı bulunmaktadır. Daha sonra silindire sabit basınçta ısı geçişi olmakta ve karışımın hacmi iki katına çıkmaktadır. Ortalama sıcaklıkta sabit özgül ısılar kabul ederek (*a*) karışıma olan ısı geçişini, (*b*) karışımın entropi değişimini hesaplayın.

12-47 Sabit hacimli iki kap bir vanayla birbirine bağlanmıştır. Kaplardan biri yalıtılmış, diğeri ise yalıtılmamıştır. Yalıtılmamış olan kabın hacmi 2 m^3'tür. Başlangıçta vana kapalı olup, yalıtılmış olan kapta



ŞEKİL P12-47

15 °C sıcaklık ve 300 kPa basınçta, 1 kg O_2 bulunmaktadır. Yalıtılmamış olan kapta ise 50 °C sıcaklık ve 500 kPa basınçta N_2 vardır. Daha sonra vana açılmakta ve gazlar karışarak 25 °C sıcaklıkta düzgün dağılı bir karışım oluşturmaktadır. (*a*) Karışımın son haldeki basıncını, (*b*) hal değişimi sırasındaki ısı geçişini, (*c*) hal değişimi sırasındaki entropi üretimini hesaplayın. Çevre sıcaklığını T_0 = 25 °C alın. *Çözüm:* (*a*) 444.6 kPa, (*b*) −187.2 kJ, (*c*) 0.962 kJ/K

12-48 Bir piston-silindir düzeneğinde 160 K sıcaklık ve 5 Mpa basınçta, 6 kg H_2 ile 21 kg N_2'den oluşan bir gaz karışımı bulunmaktadır. Daha sonra silindire ısı geçişi olmakta, karışım sabit basınçta genişlemekte ve son halde sıcaklığı 200 K olmaktadır. Hal değişimi sırasındaki ısı geçişini, (*a*) gaz karışımını mükemmel gaz kabul ederek, (*b*) Amagat yasasına uyan gerçek bir gaz kabul ederek hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 3139 kJ, (*b*) 3790 kJ

12-49 Problem 12-48'de incelenen hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimini ve tersinmezliği, (*a*) gaz karışımını mükemmel gaz kabul ederek, (*b*) Amagat yasasına uyan gerçek bir gaz kabul ederek hesaplayın. Özgül ısıları oda sıcaklığında sabit kabul edin ve çevre sıcaklığını T_0 = 25 °C alın.

12-50 Hava, azot (N_2) ve oksijenden (O_2) oluşan bir gaz karışımı olarak ele alınabilir. Karışımda azot ve oksijenin mol oranları sırasıyla yüzde 79 ve yüzde 21'dir. 200 K sıcaklık ve 4 MPa basınçtaki hava, sürekli akışlı bir kompresörde sabit sıcaklıkta 8 Mpa basınca sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma işlemi içten tersinir olup, havanın debisi 2.9 kg/s'dir. Kompresörü çalıştırmak için gerekli güç ve kompresörden birim zamanda olan ısı geçişini, (*a*) gaz karışımını mükemmel gaz kabul ederek, (*b*) Amagat yasasına uyan gerçek bir gaz kabul ederek hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 126.8 kW, −126.8 kW; (*b*) 108.6 kW, −158 kW

Genel Tekrar Problemleri

12-51 Hava bir gaz karışımı olarak ele alınırsa, karışanların mol oranları şöyledir: yüzde 21 O_2, yüzde 78 N_2 ve yüzde 1 Ar. Havadaki karışanların kütle oranlarını ve havanın mol kütlesini hesaplayın. *Çözüm:* yüzde 23.2 O_2, yüzde 75.4 N_2, yüzde 1.4 Ar; 28.96 kg/kmol

12-52 Amagat yasasını kullanarak, N adet gerçek gazdan oluşan bir karışım için,

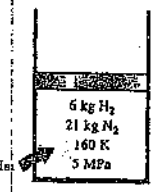
$$Z = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} Z_i$$

olduğunu gösterin. Burada Z, sıkıştırılabilme çarpanıdır.

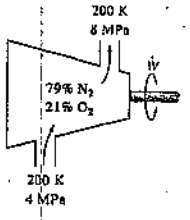
12-53 Dalton yasasını kullanarak, N adet gerçek gazdan oluşan bir karışım için,

$$Z = \sum_{i=1}^{N} y_{mi} Z_i$$

olduğunu gösterin. Burada Z, sıkıştırılabilme çarpanıdır.



ŞEKİL P12-48



ŞEKİL P12-50

12-54 Sabit hacimli kapalı bir kapta, 2 kmol N_2 ve 6 kmol CH_4'dan oluşan bir gaz karışımı vardır. Karışım 200 K sıcaklık ve 10 MPa basınçtadır. Kabın hacmini, (*a*) mükemmel gaz hal denklemini kullanarak, (*b*) Kay kuralını kullanarak, (*c*) Amagat yasasını sıkıştırılabilme diyagramıyla birlikte kullanarak hesaplayın.

12-55 Mol olarak eşit miktarlarda N_2 ve CO_2'den oluşan, 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklığındaki bir gaz karışımı, sürekli akışlı bir açık sistemde 100 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta N_2 ve CO_2 gazlarına ayrılmaktadır. Ayırma işlemini gerçekleştirmek için karışımın birim kütlesi üzerinde yapılması gereken en az işi hesaplayın. Çevre sıcaklığını, T_0 = 27 °C alın.

12-56 Bir gaz karışımı O_2 ve N_2'den oluşmaktadır. Karışımda her kmol O_2 için 3 kmol N_2 vardır. Karışım sürekli akışlı bir açık sistemde, 180 K'den 210 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Isıtma işlemi 8 MPa sabit basınçta gerçekleşmektedir. Karışımın birim molü için ısı geçişini, (*a*) mükemmel gaz yaklaşımını, (*b*) Kay kuralını kullanarak hesaplayın.

12-57 Problem 12-56'da açıklanan ısıtma işlemiyle ilgili toplam entropi değişimini ve tersinmezliği, (*a*) mükemmel gaz yaklaşımını, (*b*) Kay kuralını kullanarak bulun. Özgül ısıları oda sıcaklığında sabit kabul edin ve çevre sıcaklığını T_0 = 25 °C alın.

12-58 Sabit hacimli kapalı bir kapta 4 kg He ve 8 kg O_2'den oluşan bir gaz karışımı vardır. Karışım başlangıçta 170 K sıcaklık ve 7 MPa basınçtadır. Daha sonra kaba ısı geçişi olmakta ve karışımın sıcaklığı 220 K'e yükselmektedir. Helyumu mükemmel bir gaz, oksijeni ise gerçek bir gaz olarak kabul edip, karışımın (*a*) son haldeki basıncını, (*b*) karışıma olan ısı geçişini hesaplayın.

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

12-59 N karışandan oluşan bir gaz karışımının mol oranları verildiğinde kütle oranlarını, kütle oranları verildiğinde mol oranlarını hesaplayacak bir bilgisayar programı yazın.

12-60 Karışanların kütle oranları ve diğer özelikleri verildiğinde mükemmel gaz karışımının görünür gaz sabitini, sabit hacimde özgül ısısını ve iç enerjisini hesaplayacak bir bilgisayar programı yazın. Program N adet karışanı gözönüne alabilmelidir.

12-61 Karışanların mol oranları ve diğer özelikleri verildiğinde mükemmel gaz karışımının mol kütlesini, sabit basınçta özgül ısısını ve entalpisini hesaplayacak bir bilgisayar programı yazın. Program N adet karışanı gözönüne alabilmelidir.

12-62 Karışanların kütle oranları ve diğer özelikleri verildiğinde mükemmel gaz karışımının entropi değişimini hesaplayacak bir bilgisayar programı yazın. Program N adet karışanı gözönüne alabilmelidir.

12-63 Havada göreceli olarak düşük miktarda fakat zehirleyici oranda bulunan civa buharının etkisinde uzun süre kalmak, insanlarda akıl hastalıklarına, uykusuzluğa, el ve ayaklarda ağrı ve hissizliğe neden olmaktadır. Bu nedenle civa ile çalışılan işyerlerinde, havada

bulunabilecek civa buharı miktarı belirli sınırların altında tutulmak zorundadır. Bu sınır birçok ülkede 0.1 mg/m^3'tür.

San Fransisco'da bir deprem sırasında, 20 °C sıcaklıktaki sızdırmaz bir odada civa dökülmesi olmaktadır. Civanın 20 °C sıcaklıktaki doyma basıncı 0.173 Pa'dır. Oda havasında oluşabilecek en yüksek civa buharı konsantrasyonunu mg/m^3 olarak hesaplayın. Bu değerin güvenlik sınırının altında olup olmadığını belirtin. Laboratuvarlarda ve depolarda zehirleyici oranlarda civa buharı oluşmaması için neler yapılabilir?

Gaz-Buhar Karışımları ve İklimlendirme

BÖLÜM 13

Kritik sıcaklığın altındaki sıcaklıklarda, bir maddenin gaz fazı genellikle *buhar* diye adlandırılır. *Buhar* terimi, bir maddenin doyma bölgesi yakınlarındaki gaz halini belirtir, bu nedenle maddenin hal değişimi sırasında yoğuşabileceğini düşündürür.

12. Bölümde, kritik sıcaklıklarından daha yüksek sıcaklıklarda bulunan gazlardan oluşan karışımları incelediki, bu nedenle karışımın hal değişimi sırasında gazların yoğuşması sözkonusu değildi. İki fazın olmaması, çözümlemeyi büyük ölçüde kolaylaştırdı. Fakat bir gaz-buhar karışımının hal değişimi sırasında yoğuşma olabilir ve çözümlemenin iki fazlı bir karışımı gözönüne alarak yapılması gerekebilir. Bu olgu, çözümlemeyi zorlaştırır. Belirtilen nedenlerle, bir gaz-buhar karışımının daha önce incelenen gaz karışımlarından farklı bir biçimde incelenmesi zorunludur.

Mühendislik uygulamalarında sıkça karşılaşılan birkaç gaz-buhar karışımı vardır. Bunların arasında en önemlisi olan hava-su buharı karışımı bu bölümde incelenecektir. Bu bölümde ayrıca, hava-su buharı karışımının temel uygulama alanı olan *iklimlendirme* konusu ele alınacaktır.

13.1 ■ KURU HAVA VE ATMOSFERİK HAVA

Hava azot, oksijen ve küçük miktarlarda başka gazlardan oluşan bir karışımdır. Atmosferdeki hava bir miktar su buharı (veya *nem*) içerir, bu nedenle atmosferik hava diye adlandırılır. İçinde su buharı bulunmayan hava ise **kuru hava** diye nitelenir. Havayı su buharıyla kuru havanın bir karışımı olarak ele alınak çözümlemeyi kolaylaştırır, çünkü kuru havanın bileşimi sabit kalırken, su buharının miktarı denizlerden, göllerden, duşlardan, hatta insan vücudundan olan buharlaşma ve yoğuşma sonucu değişir. Havada bulunan su buharı, miktar olarak çok az olmasına karşın, insan konforunu (rahatlığını) önemli ölçüde etkiler. Bu bakımdan iklimlendirme uygulamalarında gözönüne alınması gereken temel kıstaslardan biridir.

İklimlendirme uygulamalarında havanın sıcaklığı –10 °C'den 50 °C'ye kadar değişir. Bu aralıkta kuru hava mükemmel bir gaz kabul edilebilir ve C_p değeri, yüzde 0.2'den daha küçük bir hatayla sabit bir ortalama değer olarak 1.005 kJ/(kg · K) alınabilir (Şekil 13-1). Referans sıcaklığı 0 °C alınırsa, kuru havanın entalpisi ve entalpi değişimi aşağıda verilen bağıntılardan bulunabilir:

KURU HAVA	
T, °C	C_p, kJ/(kg · °C)
–10	1.0038
0	1.0041
10	1.0045
20	1.0049
30	1.0054
40	1.0059
50	1.0065

ŞEKİL 13-1
Havanın –10 ile 50 °C arasındaki C_p değeri yüzde 0.2'den az bir hatayla 1.005 kJ/(kg · °C) olarak sabit kabul edilebilir.

$$h_{\text{kuru hava}} = C_p T = [1.005\ \text{kJ/(kg} \cdot \text{°C)}]T \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (13\text{-}1a)$$

ve

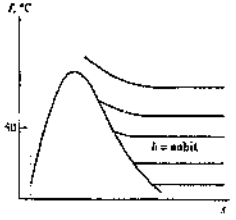
$$\Delta h_{\text{kuru hava}} = C_p\, \Delta T = [1.005\ \text{kJ/(kg} \cdot \text{°C)}]\, \Delta T \quad \text{(kJ/kg)} \qquad (13\text{-}1b)$$

Burada T, °C olarak havanın sıcaklığını ve ΔT sıcaklık değişimini göstermektedir. İklimlendirme uygulamalarında *entalpi değişimleri* (Δh) hesaplanır, bu değer seçilen referans sıcaklığından bağımsızdır.

Havadaki su buharını mükemmel bir gaz olarak gözönüne almak kolaylık sağlar. Hatta bunun için hassaslıktan biraz ödün de verilebilir. 50 °C sıcaklıkta, suyun doyma basıncı 12.3 kPa'dir. Şekil 2-48'den görüleceği gibi, 12.3 kPa'dan daha düşük basınçlarda su buharı çok az bir hatayla (yüzde 0.2'den az), doymuş buhar halinde olsa bile mükemmel gaz olarak gözönüne alınabilir. Bu bakımdan, havadaki su buharı, diğer karışanın, başka bir deyişle kuru havanın varlığından etkilenmez ve $Pv = RT$ mükemmel gaz hal denklemini sağlar. Bu durumda atmosferik hava, basıncı kuru havanın ve su buharının kısmi basınçlarının toplamı olan, mükemmel bir gaz karışımı olarak incelenebilir:

$$P = P_a + P_v \quad \text{(kPa)} \qquad (13\text{-}2)$$

Yukarıdaki denklemde ve bu bölümde a indisi kuru havayı, v indisi de su buharını simgelemektedir. Su buharının kısmi basıncı genellikle **buhar basıncı** diye nitelenir. Bu basınç, su buharının, karışım sıcaklığında olması ve karışım hacmini tek başına kaplaması durumunda sahip olacağı basıncı göstermektedir.



ŞEKİL 13-2
50 °C'nin altındaki sıcaklıklarda, suyun kızgın buhar bölgesinde, h = *sabit* ve T = *sabit* eğrileri çakışır.

Su buharı bu koşullarda mükemmel gaz kabul edildiği için, entalpisi sadece sıcaklığın fonksiyonudur, başka bir deyişle $h = h(T)$ olur. Bu durum, suyun Şekil A-9'da verilen T-s diyagramından ve Şekil 13-2'den görülebilir. 50 °C sıcaklığın altında, sabit entalpi eğrileri sabit sıcaklık eğrileriyle çakışmaktadır. Bu nedenle, *havadaki su buharının entalpisi aynı sıcaklıktaki doymuş su buharının entalpisine eşit alınabilir*. Başka bir deyişle,

$$h_v(T, \text{düşük } P) \cong h_g(T) \qquad (13\text{-}3)$$

olmaktadır. Su buharının 0 °C sıcaklıktaki entalpisi 2501.3 kJ/kg'dır. −10 °C ile 50 °C sıcaklıkları arasında su buharının ortalama C_p değeri 1.82 kJ/(kg · °C) alınırsa, entalpisi yaklaşık olarak aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir:

$$h_g(T) \cong 2501.3 + 1.82T \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (13\text{-}4)$$

Burada sıcaklık T, °C birimindedir. Yukarıdaki bağıntı −10 °C ile 50 °C sıcaklıkları arasında su buharının entalpisini, Şekil 13-3'te gösterildiği gibi çok küçük bir hatayla vermektedir.

13-2 ■ HAVANIN ÖZGÜL NEMİ VE BAĞIL NEMİ

Havadaki su buharı miktarı değişik biçimlerde belirtilebilir. Bunun en doğrudan yolu bir birim kuru hava kütlesinde bulunan su buharı kütlesini belirtmektir.Bu değer, mutlak veya özgül nem diye adlandırılır ve ω ile gösterilir:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \qquad \text{(kg su buharı/kg kuru hava)} \qquad (13\text{-}6)$$

Özgül nem aşağıdaki bağıntıyla da ifade edilebilir:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V/(R_v T)}{P_a V/(R_a T)} = \frac{P_v/R_v}{P_a/R_a} = 0.622\frac{P_v}{P_a} \qquad (13\text{-}7)$$

veya

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} \qquad \text{(kg su buharı/kg kuru hava)} \qquad (13\text{-}8)$$

Burada P toplam basınçtır.

1 kg kuru hava gözönüne alınsın. Tanımı gereği kuru havada su buharı yoktur, bu nedenle özgül nemi sıfırdır. Kuru havaya su buharı eklendikçe özgül nemi artar. Fakat belirli bir hale erişildikten sonra havaya daha çok su buharı katmak mümkün olmaz. Bu halde hava su buharına doymuştur ve doymuş hava diye adlandırılır. Doymuş havaya katılan su buharı yoğuşur. Belirli bir sıcaklık ve basınçtaki doymuş havada bulunan su buharı miktarı 13-8 numaralı denklemde P_v'yi, belirtilen sıcaklıkta suyun doyma basıncı olan P_g ile değiştirerek hesaplanabilir (Şekil 13-4).

Bir ortamdaki rahatlığımız, havanın içerdiği su buharı miktarıyla yakından ilgilidir. Fakat bu rahatlığın ölçüsü daha çok havadaki su buharı miktarının (m_v), aynı sıcaklıktaki havada bulunabilecek en çok su buharı miktarına (m_g) oranıyla ilgilidir. Bu orana bağıl nem adı verilir ve ϕ ile gösterilir (Şekil 13-5):

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V/(R_v T)}{P_g V/(R_v T)} = \frac{P_v}{P_g} \qquad (13\text{-}9)$$

Burada,

$$P_g = P_{\text{doyma},\,T} \qquad (13\text{-}10)$$

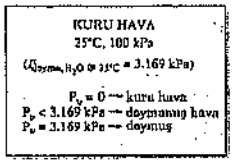
olmaktadır. 13-8 ve 13-9 numaralı denklemler birleştirilirse, bağıl nem aşağıda gösterildiği gibi de yazılabilir:

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega) P_g} \qquad \text{ve} \qquad \omega = \frac{0.622 \phi P_g}{P - \phi P_g} \qquad (13\text{-}11a, b)$$

SU BUHARI			
	h_g kJ/kg		Fark kJ/kg
T, °C	Tablo A-4	Denk. 13-4	
−10	2482.9	2483.1	−0.2
0	2501.3	2501.3	0.0
10	2519.8	2519.5	0.3
20	2538.1	2537.7	0.4
30	2556.3	2555.9	0.4
40	2574.1	2574.1	0.2
50	2592.1	2592.3	−0.2

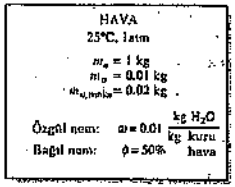
ŞEKİL 13-3

−10 ile 50 °C sıcaklıkları arasında suyun h_g değeri, 13-4 numaralı denklemden küçük bir hatayla hesaplanabilir.



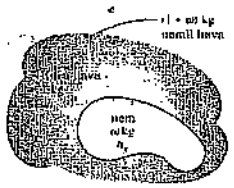
ŞEKİL 13-4

Doymuş havada, buharın basıncı, doymuş su buharının basıncına eşittir.



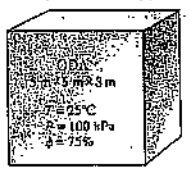
ŞEKİL 13-5

Özgül nem 1 kg kuru havadaki su buharının gerçek miktarıdır, bağıl nem ise gerçek miktarın verilen sıcaklıkta havada bulunabilecek en yüksek su buharı miktarına oranıdır.



ŞEKİL 13-6

Nemli (atmosferik) havanın entalpisi kuru havanın birim kütlesine göre belirtilir.



ŞEKİL 13-7

Örnek 13-1'in genel çizimi.

Bağıl nem kuru hava için 0, doymuş hava için 1 değerini alır. Havada bulunabilecek su buharı miktarının sıcaklığa bağlı olduğu not edilmelidir. Bu nedenle özgül nem sabit kalırken, bağıl nem sıcaklıkla değişir.

Atmosferik hava, kuru hava ve su buharının bir karışımıdır, bu nedenle havanın entalpisi kuru hava ve su buharının entalpileriyle ifade edilir. Hava-su buharı karışımıyla ilgili birçok uygulamada, karışımdaki hava kütlesi sabit kalırken, su buharı kütlesi değişir. Bu nedenle atmosferik havanın entalpisi, hava-su buharı karışımının birim kütlesi yerine *kuru havanın birim kütlesi* için verilir.

Atmosferik havanın toplam entalpisi yaygın bir özelik olduğundan, kuru havanın ve su buharının entalpilerinin toplamıdır:

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

Denklemin her iki tarafı m_a ile bölünürse:

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v$$

veya,

$$h = h_a + \omega h_g \qquad \text{(kJ/kg kuru hava)} \qquad (13\text{-}12)$$

elde edilir, çünkü $h_v \cong h_g$'dir (Şekil 13-6).

Atmosferik havanın sıcaklığı, aşağıda tanımlanacak olan diğer sıcaklıklarla karışmaması için kuru termometre sıcaklığı diye de adlandırılır.

ÖRNEK 13-1

Şekil 13-7'de gösterilen 5 m × 5 m × 3 m boyutlarında bir odada 25 °C sıcaklık, 100 kPa basınç ve yüzde 75 bağıl nemde hava bulunmaktadır. (*a*) Kuru havanın kısmi basıncını, (*b*) havanın özgül nemini, (*c*) birim kuru hava kütlesi için havanın entalpisini, (*d*) odadaki kuru hava ve su buharının kütlelerini hesaplayın.

Çözüm (*a*) Kuru havanın kısmi basıncı 13-2 numaralı denklemle hesaplanır:

$$P_a = P - P_v$$

Burada, $P_v = \phi P_g = \phi P_{\text{doyma},\,25\,°C} = (0.75)(3.169\ \text{kPa}) = 2.38\ \text{kPa}$

olmaktadır. Böylece aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$P_a = (100 - 2.38)\ \text{kPa} = 97.62\ \text{kPa}$$

(*b*) Havanın özgül nemi 13-8 numaralı denklemden hesaplanır:

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} = \frac{(0.622)(2.38\ \text{kPa})}{(100 - 2.38)\ \text{kPa}} = 0.0152\ \text{kg } H_2O/\text{kg kuru hava}$$

(*c*) Havanın, birim kuru hava kütlesi için entalpisi 13-12 numaralı denklemden hesaplanır, bu denklemde kullanılacak olan h_g değeri Tablo A-4'ten alınır:

$$\begin{aligned} h &= h_a + \omega h_v \cong C_p T + \omega h_g \\ &= (1.005\ \text{kJ/(kg} \cdot °\text{C)})(25\ °\text{C}) + (0.0152)(2547.2\ \text{kJ/kg}) \\ &= 63.8\ \text{kJ/kg kuru hava} \end{aligned}$$

Su buharının entalpisi (2547.2 kJ/kg), 13-4 numaralı denklemle verilen yaklaşık bağıntıdan da bulunabilir:

$$h_{g,\,25\,^\circ C} \cong 2501.3 + 1.82(25) = 2546.8 \text{ kJ/kg}$$

Bu değer Tablo A-4'ten bulunan değere çok yakındır.

(d) Hem kuru hava hem de su buharı odanın tüm hacmini kaplamaktadır. Bu nedenle, gerek kuru hava gerekse su buharının hacmi odanın hacmidir:

$$V_a = V_v = V_{oda} = (5)(5)(3) = 75 \text{ m}^3$$

Kuru hava ve su buharının kütleleri, mükemmel gaz hal denklemini kuru havaya ve su buharına ayrı ayrı uygulayarak hesaplanır:

$$m_a = \frac{P_a V_a}{R_a T} = \frac{(97.62 \text{ kPa})(75 \text{ m}^3)}{[0.287 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](298 \text{ K})} = 85.61 \text{ kg}$$

$$m_v = \frac{P_v V_v}{R_v T} = \frac{(2.38 \text{ kPa})(75 \text{ m}^3)}{[0.4615 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](298 \text{ K})} = 1.3 \text{ kg}$$

Havadaki su buharının kütlesi 13-6 numaralı denklemden de hesaplanabilir:

$$m_v = \omega m_a = (0.0152)(85.61 \text{ kg}) = 1.3 \text{ kg}$$

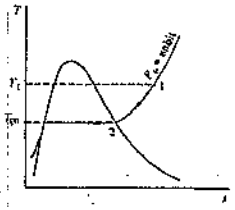
13-3 ■ ÇİĞ NOKTASI SICAKLIĞI

Nemli bir iklimde yaşayanlar, yazın sabahları uyandıklarında çimenin ıslak olduğunu görürler. Gece yağmur yağmamasına karşın, çimenin ıslak oluşu neye bağlanabilir? Bunun nedeni, havadaki nemin soğuk yüzeyler üzerinde yoğuşması ve *çiğ* adı verilen su örtüsünü oluşturmasıdır. Yaz mevsiminde gündüzleri büyük miktarda buharlaşma olur. Akşamları sıcaklık düşerken, havanın 'nem tutma kapasitesi', başka bir deyişle içinde bulundurabileceği en çok su buharı miktarı da azalır. (Bu zaman süresinde havanın bağıl nemi nasıl değişir?) Bir süre sonra havanın nem tutma kapasitesi, havadaki su buharı miktarına eşit olur. Bu noktada hava doymuş haldedir ve bağıl nemi yüzde 100'dür. Sıcaklığın biraz daha düşmesiyle su buharının bir bölümü yoğuşur ve çiğ oluşumu başlar.

Çiğ noktası sıcaklığı $T_{çn}$, *hava sabit basınçta soğutuldığı zaman yoğuşmanın başladığı sıcaklık* diye tanımlanır. Başka bir deyişle, $T_{çn}$ suyun buhar basıncındaki doyma sıcaklığıdır.

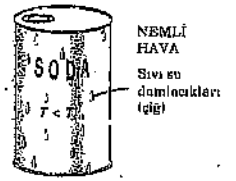
$$T_{çn} = T_{\text{doyma},\,P_v} \qquad (13\text{-}13)$$

Çiğ noktası sıcaklığı Şekil 13-8'de açıklanmıştır. Hava sabit basınçta soğutulurken, buhar basıncı P_v de sabit kalır. Bu nedenle havadaki buhar (1 hali), doymuş buhar haline (2 hali) gelinceye kadar sabit basınçta soğutma işleminden geçer. 2 halindeki sıcaklık çiğ noktası sıcaklığıdır. Sıcaklığın daha da düşmesi durumunda, buharın bir bölümü yoğuşarak karışımdan ayrılır. Bunun sonucu olarak havadaki su buharı azalır ve P_v düşer. Yoğuşma sırasında hava doymuş haldedir ve bağıl nem yüzde 100'dür, başka bir deyişle, buharın hal değişimi doymuş buhar eğrisini izler. Doymuş havanın çiğ noktası sıcaklığı ve kuru termometre sıcaklığı aynıdır.



ŞEKİL 13-8

Nemli havanın sabit basınçta soğutulması ve suyun *T-s* diyagramında çiğ noktası sıcaklığı.



ŞEKİL 13-9

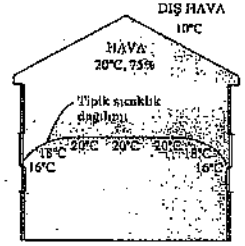
Soğuk içeceğin sıcaklığı çevre havanın çiğ noktası sıcaklığının altında olduğu zaman, kutu "terler".

Nemli, sıcak bir yaz gününde, buzdolabından soğuk bir kutu soda çıkarıldığı zaman dış yüzeyinin buğulandığı görülür. Kutu yüzeyinde buğulanma olması, sodanın sıcaklığının, çevre havanın çiğ noktası sıcaklığının altında olduğunu gösterir (Şekil 13-9).

Oda havasının çiğ noktası sıcaklığı çok basit bir deneyle belirlenebilir. Bir metal kap içindeki suya azar azar buz atılır ve karıştırılırsa, kabın dış yüzeyinde buğulanmanın başladığı andaki sıcaklık, çiğ noktası sıcaklığıdır.

ÖRNEK 13-2

Soğuk havalarda, camların iç yüzeylerinde sık sık yoğuşma olduğu görülür. Bunun nedeni cam yüzeyine yakın hava sıcaklıklarının daha düşük olmasındandır. Şekil 13-10'da gösterilen evi ele alın. Evin içindeki hava 20 °C sıcaklığında ve yüzde 75 bağıl nemdedir. Camın iç yüzeyinde yoğuşmanın başlayacağı cam sıcaklığını belirleyin.



ŞEKİL 13-10

Örnek 13-2'nin genel çizimi.

Çözüm Bir evin içindeki sıcaklık genellikle düzgün dağılı değildir. Kışın hava sıcaklığı düştüğü zaman pencere ve duvarlara yakın iç hava sıcaklığı da düşer. Bu nedenle, evin içindeki toplam basınç ve buhar basıncı aynı olmasına karşın, pencere ve duvarlara yakın havanın sıcaklığı, iç bölgelere oranla daha düşüktür. Bunun sonucu olarak pencere ve duvarların yakınındaki hava, yoğuşma başlayıncaya kadar P_v = sabit olmak üzere soğur. Yoğuşma, hava çiğ noktası sıcaklığına ($T_{çn}$) kadar soğuduğu zaman başlar. Çiğ noktası sıcaklığı 13-13 numaralı denklemden belirlenir:

$$T_{çn} = T_{\text{doyma},\,P_v}$$

Burada, $$P_v = \phi P_{g,\,20\,^\circ C} = (0.75)(2.339 \text{ kPa}) = 1.754 \text{ kPa}$$

olmaktadır. Böylece,

$$T_{çn} = T_{\text{doyma},\,1.754 \text{ kPa}} = 15.3\,^\circ C$$

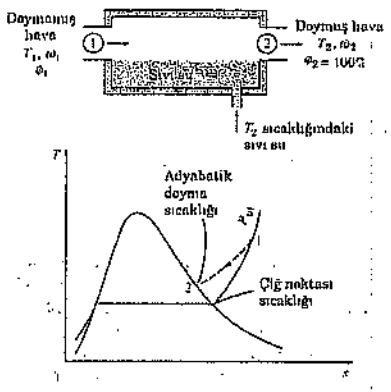
bulunur. Eğer camın iç yüzeylerinde yoğuşma olması istenmiyorsa, cam yüzeyi 15.3 °C'nin üzerinde tutulmalıdır.

13-4 ■ ADYABATİK DOYMA VE YAŞ TERMOMETRE SICAKLIKLARI

Bağıl nem ve özgül nem terimleri mühendislikte ve atmosfer bilimlerinde çok sık kullanılır, fakat ikisinin de ölçülmesi kolay değildir. Bu nedenle sıcaklık ve basınç gibi kolayca ölçülebilen özeliklerle ilişkilerinin kurulması gerekir.

Bağıl nemi belirlemenin yollarından biri, yukarıda açıklandığı biçimde havanın çiğ noktası sıcaklığını bulmaktır. Çiğ noktası sıcaklığı bulunduğunda, buhar basıncı P_v ve buna bağlı olarak bağıl nem hesaplanabilir. Bu yaklaşım basittir, fakat pratik değildir.

Mutlak veya bağıl nemi belirlemenin bir başka yöntemi de Şekil 13-11'de gösterilen *adyabatik doyma işlemidir*. Açık sistem, içinde su bulunan yalıtılmış uzun bir kanaldan oluşmaktadır. Doymamış hava, kanala T_1 sıcaklığında ve ω_1 özgül neminde girer ve sürekli bir akışla



ŞEKİL 13-11
Adyabatik doyma işlemi ve T-s diyagramındaki gösterimi.

suyun üzerinden geçer. Bu akış sırasında bir miktar su buharlaşarak havaya karışır. Akış sırasında havanın nem oranı artar, sıcaklığı ise suyun buharlaşma gizli ısısının bir bölümü havadan sağlandığı için düşer. Eğer kanal yeterince uzunsa, hava kanaldan doymuş olarak (ϕ = yüzde 100) ve **adyabatik doyma sıcaklığı** adı verilen T_2 sıcaklığında çıkar.

Kanaldaki suyun buharlaşma debisine eşit debide tamamlama suyu kanala T_2 sıcaklığında sağlanırsa, yukarıda açıklanan adyabatik doyma işlemi sürekli akışlı bir açık sistem olarak incelenebilir. Sistemin çevreyle ısı ve iş etkileşimi yoktur, havanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri de ihmal edilebilir. Bu durumda iki girişi ve bir çıkışı olan açık sistem için, kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir:

Kütlenin korunumu:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \qquad \text{(Kuru havanın debisi sabittir.)}$$

$$\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{su} = \dot{m}_{a2} \qquad \text{(Havadaki su buharının debisi,}$$

veya $\dot{m}_a\omega_1 + \dot{m}_{su} = \dot{m}_a\omega_2$ buharlaşan tamamlama suyunun (sıvı) debisi $\dot{m}_{su}$ ile artar.)

Böylece, $$\dot{m}_{su} = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)$$

Enerjinin korunumu:

$$\sum \dot{m}_g h_g = \sum \dot{m}_ç h_ç \qquad (\text{çünkü } \dot{Q} = 0,\ \dot{W} = 0)$$

$$\dot{m}_{a1} h_1 + \dot{m}_{su} h_{f2} = \dot{m}_{a2} h_2$$

veya $$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = \dot{m}_a h_2$$

Bu denklem $\dot{m}_a$ ile bölünürse,

$$h_1 + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = h_2$$

veya $$(C_p T_1 + \omega_1 h_{g1}) + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = (C_p T_2 + \omega_2 h_{g2})$$

bulunur. Düzenleme ve sadeleştirme yapılırsa aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$\omega_1 = \frac{C_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg,2}}{h_{g1} - h_{f2}} \tag{13-14}$$

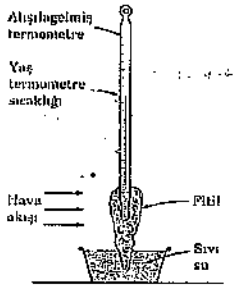
Bu denklemdeki ω_2 değeri, ϕ_2'nin yüzde 100 olması nedeniyle 13-11*b* numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\omega_2 = \frac{0.622 P_{g2}}{P_2 - P_{g2}} \tag{13-15}$$

Böylece, havanın özgül nemi (ve bağıl nemi), adyabatik doyma işlemine giriş ve çıkıştaki hava sıcaklıkları ölçüldükten sonra, 13-14 ve 13-15 numaralı denklemler kullanılarak hesaplanabilmektedir.

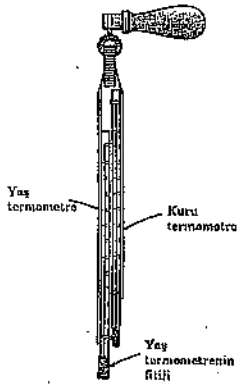
Kanala giren hava doymuş ise, adyabatik doyma sıcaklığı T_2, giriş sıcaklığı T_1'e eşittir. Bu durumda, 13-14 numaralı denklemden, $\omega_2 = \omega_1$ olur. Genelde adyabatik doyma sıcaklığı, giriş sıcaklığı ve çiğ noktası sıcaklıkları arasındadır.

Yukarıda açıklanan adyabatik doyma işlemi, havanın mutlak veya bağıl nemini hesaplamak için bir yöntemdir, fakat çıkışta doymuş hava elde edilebilmesi için kanalın çok uzun olması veya iyi bir püskürtme düzeninin kurulması gereklidir. Uygulama açısından daha elverişli bir yöntem, Şekil 13-12'de gösterildiği gibi, bir termometrenin ucuna suya doymuş bir pamuk fitil sarmak ve üzerinden hava akışını sağlamaktır. Bu şekilde ölçülen sıcaklık, **yaş termometre sıcaklığı** T_{yt} diye bilinir ve iklimlendirme uygulamalarında sıkça kullanılır.



ŞEKİL 13-12
Yaş termometre sıcaklığını ölçmek için basit bir düzenek.

Bu yöntemin dayandığı temel ilke de adyabatik doymaya benzerdir. Doymamış hava ıslak fitilin üzerinden geçerken, fitilden bir miktar buharlaşma olur. Bunun sonucu olarak suyun (fitilin) sıcaklığı düşer ve havadan suya ısı geçişine neden olan bir sıcaklık farkı oluşur. Bir süre sonra, sudan buharlaşma nedeniyle olan ısı kaybı, sıcaklık farkından dolayı havadan suya olan ısı geçişine eşitlenir ve su bir denge sıcaklığına erişir. Bu denge sıcaklığı, yaş termometre sıcaklığıdır. Yaş termometre sıcaklığını ölçerken, termometre üzerindeki hava akışı, ucuna ıslak fitil bağlanmış olan bir termometreyi hızla sallayarak sağlanabilir. Şekil 13-13'te gösterilen, *sallanan psikrometre* yaş termometre sıcaklığını bu yolla ölçen bir cihazdır. Genelde cihaz üzerine yerleştirilmiş bir ikinci termometreyle kuru termometre sıcaklığı da aynı zamanda ölçülür.



ŞEKİL 13-13
Sallanan psikrometre.

Elektronikteki gelişmeler nemin doğrudan, hassas ve hızlı bir biçimde ölçülmesine olanak tanımıştır. Sallanan psikrometreler ve ıslak fitilli termometreler artık yavaş yavaş geçmişte kalmaktadır. Bugün, içindeki su buharı miktarına göre kapasitansı değişen ince bir polimer tabakasını kullanarak, bağıl nemi yüzde 1 hassaslıkla, bir iki saniye içinde ölçebilen, elle taşınır elektronik psikrometreler vardır.

Adyabatik doyma sıcaklığı ve yaş termometre sıcaklığı genellikle eşit değildir. Fakat atmosfer basıncındaki hava su buharı karışımları için, yaş termometre sıcaklığı yaklaşık olarak adyabatik doyma sıcaklığına eşit kabul edilebilir. Bu nedenle havanın özgül nemini hesaplamak için, 13-14 numaralı denklemdeki T_2 sıcaklığı yerine yaş termometre sıcaklığı T_{yt} yazılabilir.

ÖRNEK 13-3

1 atmosfer (101.325 kPa) basınçtaki atmosferik havanın kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, sallanan psikrometreyle ölçülmüş, sırasıyla 25 °C ve 15 °C bulunmuştur. Havanın, (*a*) özgül nemini, (*b*) bağıl nemini, (*c*) birim kuru hava kütlesi için entalpisini hesaplayın.

Çözüm (*a*) Özgül nem ω_1, 13-14 numaralı denklemden hesaplanır:

$$\omega_1 = \frac{C_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{g_2}}{h_{g_1} - h_{f_2}}$$

Burada T_2 yaş termometre sıcaklığıdır, ω_2 ise 13-15 numaralı denklemden hesaplanır:

$$\omega_2 = \frac{0.622P_{g_2}}{P_2 - P_{g_2}} = \frac{(0.622)(1.705\ \text{kPa})}{(101.325 - 1.705)\ \text{kPa}}$$
$$= 0.01065\ \text{kg H}_2\text{O/kg kuru hava}$$

Böylece aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$\omega_1 = \frac{[1.005\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{°C)}][(15 - 25)\ \text{°C}] + (0.01065)(2465.9\ \text{kJ/kg})}{(2547.2 - 62.99)\ \text{kJ/kg}}$$
$$= 0.00653\ \text{kg H}_2\text{O/kg kuru hava}$$

(*b*) Bağıl nem ϕ_1, 13-11 numaralı denklemden hesaplanır:

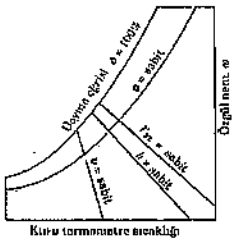
$$\phi_1 = \frac{\omega_1 P_2}{(0.622 + \omega_1)P_{g_1}} = \frac{(0.00653)(101.325\ \text{kPa})}{(0.622 + 0.00653)(3.169\ \text{kPa})}$$
$$= 0.332\ (\%33.2)$$

(*c*) Havanın birim kuru hava kütlesi için entalpisi 13-12 numaralı denklemden bulunur:

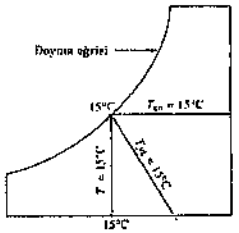
$$h_1 = h_{a_1} + \omega_1 h_{v_1} \cong C_p T_1 + \omega_1 h_{g_1}$$
$$= [1.005\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{°C)}](25\ \text{°C}) + (0.00653)(2547.2\ \text{kJ/kg})$$
$$= 41.8\ \text{kJ/kg kuru hava}$$

13-5 ■ PSİKROMETRİK DİYAGRAM

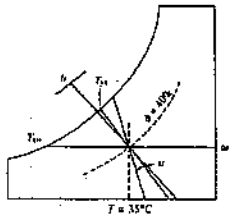
Verilen bir basınçta atmosferik havanın hali, iki bağımsız yeğin özelik tarafından kesin olarak belirlenir. Diğer özelikler yukarıda verilen bağıntılardan kolaylıkla hesaplanabilir. Bir iklimlendirme sisteminin tasarımı sırasında bu hesaplar çok sayıda farklı hal için tekrarlandığından, mühendisler için yorucu ve sıkıcı olabilir. Bu nedenle, hesapları bir kez yapıp sonuçları kolay okunabilecek diyagramlarla ifade etmenin yararları vardır. Bu diyagramlar, **psikrometrik diyagramlar** diye bilinir ve iklimlendirme sistemlerinin tasarımında yaygın olarak kullanılır. 1 atmosfer basınç (101.325 kPa) için SI birimlerinde hazırlanmış bir psikrometrik diyagram Şekil A-33'te verilmiştir. Diğer basınçlar için (deniz düzeyinden çok yüksek yerlerde kullanılmak üzere) hazırlanmış psikrometrik diyagramlar da vardır.



ŞEKİL 13-14
Psikrometrik diyagramın genel çizimi.



ŞEKİL 13-15
Doymuş hava için, kuru termometre, yaş termometre ve çiğ noktası sıcaklıkları eşittir.



ŞEKİL 13-16
Örnek 13-4'ün genel çizimi.

Psikrometrik diyagramın temel öğeleri Şekil 13-14'te gösterilmiştir. Kuru termometre sıcaklıkları yatay eksende, özgül nemler ise dikey eksende yer almaktadır. Bazı diyagramlarda dikey eksende buhar basıncı da gösterilir, çünkü sabit bir toplam basınçta buhar basıncıyla özgül nem arasında, 13-8 numaralı denklemden görüldüğü gibi birebir bir karşılık vardır. Psikrometrik diyagramın sol tarafında, bir doğru yerine, *doyma eğrisi* adı verilen bir eğri vardır. Havanın (su buharıyla) doymuş olduğu tüm haller bu eğri üzerinde yer alır. Bu nedenle bu eğri aynı zamanda yüzde 100 bağıl nem eğrisidir. Diğer sabit bağıl nem eğrileri bu eğriye benzerdir.

Sabit yaş termometre sıcaklığı eğrileri sağa doğru eksi eğimli doğrulardır. Sabit özgül hacim doğrularının eğimleri daha dik olup, sabit entalpi doğruları hemen hemen sabit yaş termometre doğrularına paraleldir. Bazı diyagramlarda sabit yaş termometre doğruları sabit entalpi doğruları olarak verilmiştir. Psikrometrik diyagramlarda özgül hacim birimleri 'm³/kg kuru hava', entalpi birimleri ise 'kJ/kg kuru hava'dır.

Doymuş hava için, kuru termometre, yaş termometre ve çiğ noktası sıcaklıkları aynıdır (Şekil 13-15). Bu nedenle, psikrometrik diyagram üzerindeki herhangi bir nokta (hal) için çiğ noktası sıcaklığı, bulunulan noktadan doyma eğrisine yatay bir doğru çizerek (ω = sabit veya P_v = sabit) bulunabilir. Bu doğrunun doyma eğrisiyle kesiştiği nokta çiğ noktası sıcaklığıdır.

Psikrometrik diyagram, iklimlendirme işlemlerini göstermek için yararlı bir araçtır. Eğer nemlendirme veya yoğuşma yoksa, soğutma ve ısıtma işlemleri psikrometri diyagramında birer yatay doğruyla (ω = sabit) gösterilirler. Yatay doğrudan herhangi bir sapma, havaya nem eklendiğini veya havadan nem alındığını gösterir.

ÖRNEK 13-4

Bir odanın içindeki havanın basıncı 1 atmosfer, sıcaklığı 35 °C, bağıl nemi yüzde 40'tır. Psikrometrik diyagramı kullanarak, havanın (*a*) özgül nemini, (*b*) birim kuru hava kütlesi için entalpisini, (*c*) yaş termometre sıcaklığını, (*d*) çiğ noktası sıcaklığını, (*e*) birim kuru hava kütlesi için özgül hacmini hesaplayın.

Çözüm Verilen bir toplam basınçta, atmosferik havanın hali, iki bağımsız özelik tarafından tümüyle belirlenir. Bu örnekte 1 atmosfer toplam basınçta, iki bağımsız özelik, kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem verilmiştir, bu nedenle hal bellidir (Şekil 13-16). Diğer özeliklerin değerleri, belirlenen hal için doğrudan diyagramdan okunur. Aşağıdaki değerler Şekil A-33'te verilen psikrometrik diyagram kullanılarak bulunmuştur.

(*a*) Özgül nem, belirlenen halden sağa doğru yatay bir doğru çizerek bulunur (Şekil 13-16). Yatay doğrunun ω eksenini kestiği noktada,

$$\omega = 0.0142\ \text{kg H}_2\text{O/kg kuru hava}$$

değeri okunur.

(*b*) Birim kuru hava kütlesi için havanın entalpisi, belirlenen halden, h = sabit doğrularına paralel bir doğru çizerek bulunur. Bu doğrunun entalpi ölçeğini kestiği noktada,

$$h = 71{,}5\ \text{kJ/kg kuru hava}$$

değeri okunur.

(c) Yaş termometre sıcaklığı belirlenen halden, T_{yt} = sabit doğrularına paralel bir doğru çizerek bulunur. Bu doğrunun doyma eğrisini kestiği noktada,

$$T_{yt} = 24\ °C$$

değeri okunur.

(d) Çiğ noktası sıcaklığı, belirlenen halden geçen yatay doğrunun doyma eğrisini kestiği noktada,

$$T_{çn} = 19.4\ °C$$

olarak okunur.

(e) Birim kuru hava kütlesi için havanın özgül hacmi, belirlenen halin iki tarafındaki v = sabit doğrularını gözönüne alıp, göz kararı oranlama yaparak belirlenir:

$$v = 0.893\ m^3/kg\ kuru\ hava$$

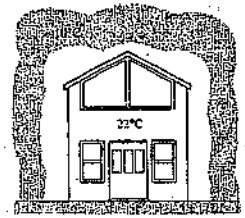
13-6 ■ İNSAN KONFORU VE İKLİMLENDİRME

İnsanın doğasından gelen zayıf bir yanı vardır. Bu da rahat olmak istemesidir. Çok sıcak veya çok soğuk, çok nemli veya çok kuru olmayan bir ortamda yaşamak ister. Fakat bu koşulları sağlamak kolay değildir, çünkü insan vücudunun rahat edebileceği koşullarla, iklim koşulları genellikle birbiriyle uyuşmaz. İnsan vücudunun rahat edebileceği koşulların, kısaca *konforun* sağlanması, sıcaklık ve nem gibi bazı değişkenleri sürekli denetim altında tutmayı gerektirir. Mühendislerin görevi insanları rahat ettirmektir. (Bu aynı zamanda onlara iş sağlar.)

İnsanların bir bölgenin iklimini değiştiremeyeceklerini anlamaları uzun bir süre almadı. Yapabilecekleri sadece ev veya işyeri gibi sınırlı bir kapalı hacmin iklim koşullarını değiştirebilmekti (Şekil 13-17). Geçmişte bu gereksinim şömine veya soba gibi basit ısıtma sistemleriyle sağlandı. Günümüzde ise, ısıtma, soğutma, nemlendirme, nem alma, temizleme hatta koku giderme gibi işlemleri yapan, başka bir deyişle bir ortamın havasını insanların isteklerine göre *düzenleyen*, gelişmiş iklimlendirme sistemleri vardır. İklimlendirme sistemleri insan vücudunun gereksinimlerini sağlamak için tasarlanırlar, bu nedenle insan vücudunun termodinamikle ilgili yönlerini bilmekte yarar vardır.

İnsan vücudu, yakıtı yediğimiz besinler olan bir ısı makinesidir. Sürekli çalışan her ısı makinesi gibi, insan vücudu da atık ısısını bir ortama (çevreye) vermek zorundadır. İnsan vücudunun çevreye verdiği ısı yaptığı işe göre değişir. Yetişkin bir erkek için ortalama değerler, uyurken 87 W, dinlenirken veya masa başında iş yaparken 115 W, bilardo oynarken 230 W, ağır bedensel iş yaparken 440 W'tır. Yetişkin bir kadın için ortalama değerler yüzde 15 daha azdır. Aradaki fark, vücut sıcaklığından değil büyüklüğünden gelmektedir. Sağlıklı bir insanın iç sıcaklığı 37 °C dolaylarında sabittir. İnsan vücudu, atık ısısını çevreye kolaylıkla verebildiği durumlarda rahat eder (Şekil 13-18).

Isı geçişi sıcaklık farkıyla orantılıdır. Bu nedenle soğuk ortamlarda, vücut çevreye her zaman verdiğinden daha çok ısı verir. Böyle durumlarda vücut enerji kaybını azaltmak için deriye yakın bölgelerde kan



ŞEKİL 13-17
İklimi değiştiremeyiz, fakat kapalı bir hacmin koşullarını isteğimize göre düzenleyebiliriz.

ŞEKİL 13-18
Vücut atık ısısını (daha çoğunu değil) çevreye kolaylıkla verebildiği durumlarda rahat eder.

dolaşımını azaltır, buna bağlı olarak, normal olarak 34 °C olan deri sıcaklığı ve ısı geçişi de azalır. Soğuk ortamlarda insan teninin daha soluk bir görünüm alması bundandır. Deri sıcaklığının düşmesi insanı rahatsız eder. Örneğin ellerde deri sıcaklığı 10 °C'a düştüğü zaman acı hissedilir. İnsan vücudundan ısı kaybı, fazladan giyinerek, başka bir deyişle yalıtım yaparak, veya hareket edip vücut içinde enerji üreterek azaltılabilir. Örneğin 10 °C sıcaklıktaki bir odada, hafif giysileriyle oturan bir adamın konfor düzeyi, −28 °C sıcaklıkta orta ağırlıkta iş yapan bir adamın konfor düzeyine eşittir. Kollarımızı bağlayıp, bacaklarımızı kavuşturduğumuz zaman ısı geçişinin olduğu yüzey alanını küçültürüz.

Sıcak ortamlarda durum tam tersidir, vücut çevreye ısı vermekte güçlük çeker ve sıkıntı çekilir. Hafif giysiler giyilerek çevreye ısı geçişi kolaylaştırılır ve hareket düzeyi en aza indirilerek vücudun atık ısı üretimi azaltılır. Ayrıca vantilatör aracılığıyla çevremizde oluşan sıcak havanın yerini odanın diğer bölgelerindeki göreceli olarak serin havanın alması sağlanır. Hafif iş yaparken veya yavaş yürürken vücuttan atılan ısının yarısı terleme yoluyla *gizli ısı* olarak, diğer yarısı da taşınım ve ışınımla *duyulur ısı* olarak çevreye verilir. Dinlenirken veya masa başında çalışırken atılan ısının çoğu (yaklaşık yüzde 70'i) duyulur ısı olarak, ağır iş yaparken de atılan ısının çoğu (yaklaşık yüzde 60'ı) gizli ısı olarak çevreye verilir. Terleme sırasında yüzeyde oluşan sıvı, buharlaşırken gizli ısıyı veya buharlaşma ısısını vücuttan sağlar, böylece vücut soğumuş olur. Fakat ortamın bağıl nemi yüzde 100'e yakınsa, terlemenin büyük bir yararı olmaz. Uzun süreli terlemeyle vücudun su kaybı eğer su içerek giderilmezse, terleme azalır, vücut sıcaklığı artar ve sıcak çarpması olabilir.

İnsanın vücut rahatlığını etkileyen bir başka etken de, vücutla duvar ve pencereler gibi çevre yüzeyler arasında ışınımla ısı geçişidir. Güneşin ısısı uzayda ışınımla yayılır. Havanın soğuk olmasına karşın bir ateşin karşısında ısınırsınız. Benzer biçimde duvarları veya tavanı düşük sıcaklıkta olan ılık bir odada rahat edilemez, çünkü vücuttan çevre yüzeylere ışınımla ısı geçişi olur. Araba tamir atölyeleri gibi zor ısıtılabilen yerlerde ışınım ısıtıcıları kullanılır.

İnsanın vücut rahatlığı veya konforu temel olarak üç etkene bağlıdır. Bunlar, kuru termometre sıcaklığı (sıcaklık), bağıl nem ve hava dolaşımıdır (Şekil 13-19). Ortam sıcaklığı konforun en önemli kıstasıdır. İnsanların çoğu 22 ile 27 °C sıcaklıkları arasında rahat hisseder. Bağıl nem de konforu önemli ölçüde etkiler, çünkü vücudun buharlaşma yoluyla ne kadar ısı atabileceği havanın bağıl nemiyle ilişkilidir. Bağıl nem havanın ne kadar nem alabileceğinin bir ölçüsüdür. Yüksek bağıl nem, terleme yoluyla ısı geçişini yavaşlatır, düşük bağıl nem ise hızlandırır. İnsanların çoğu yüzde 40 ile yüzde 60 arasında bir bağıl nemi tercih eder.

ŞEKİL 13-19
Rahat bir çevre ortamı.

Hava dolaşımı vücut rahatlığında önemli bir rol oynar, vücut yakınında biriken ılık ve nemli havayı uzaklaştırarak yerini göreceli olarak serin ve kuru havanın doldurmasını sağlar. Hava dolaşımı taşınım ve buharlaşma yoluyla ısı geçişini artırır. Hava akımı, ılık ve nemli havayı uzaklaştıracak kadar kuvvetli, fakat hissedilmeyecek kadar yumuşak olmalıdır. Hava akımı için uygun bir hız 15 m/dakika'dır. Yüksek hızda bir hava akımı rahatlık yerine rahatsızlık verir. Örneğin 10 °C sıcaklığındaki bir ortamda, rüzgâr hızı 48 km/h olduğunda, sıcaklık durgun

havada –7 °C imiş gibi hissedilir. Bunun nedeni rüzgârın ısı geçişini artırıcı etkisidir. Vücut rahatlığını etkileyen diğer faktörler hava temizliği, koku, gürültü ve ışının etkisidir.

13-7 ■ İKLİMLENDİRME İŞLEMLERİ

Oturulan veya çalışılan bir ortamı istenen sıcaklık ve nemde tutabilmek için iklimlendirme adı verilen işlemlere gerek duyulur. Bu işlemler *duyulur ısıtma* (sıcaklığın yükseltilmesi), *duyulur soğutma* (sıcaklığın düşürülmesi), *nemlendirme* (su buharının eklenmesi) ve *nem alma*dır (su buharının havadan ayrılması). Havayı istenen sıcaklık ve nem düzeyine getirmek için bazen bu işlemlerden birkaçı birlikte uygulanır.

Değişik iklimlendirme işlemleri Şekil 13-20'de, psikrometri diyagramında gösterilmiştir. Duyulur ısıtma ve duyulur soğutma işlemleri bu diyagramda yatay birer doğru olarak görülmektedir, çünkü bu işlemler sırasında havadaki nem miktarı sabittir (ω = sabit). Hava kış aylarında ısıtılır ve nemlendirilir, yaz aylarında ise soğutulur ve nemi alınır. Bu işlemlerin psikrometrik diyagramda nasıl gösterildiği incelenmelidir.

İklimlendirme işlemleri genellikle sürekli akışlı açık sistemlerde gerçekleşir. Bu nedenle işlemlerde sürekli akışlı açık sistemler için kütlenin (hem kuru hava, hem de su için) ve enerjinin korunumu denklemleri uygulanmalıdır:

Kuru hava kütlesi: $$\sum \dot{m}_{a,g} = \sum \dot{m}_{a,ç} \qquad (13\text{-}16)$$

Su kütlesi: $$\sum \dot{m}_{a,g}\omega_g + \dot{m}_{su,g} = \sum \dot{m}_{a,ç}\omega_ç + \dot{m}_{su,ç} \qquad (13\text{-}17)$$

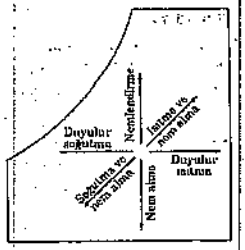
Enerji: $$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{m}_g h_g \qquad (13\text{-}18)$$

Burada g ve $ç$ indisleri sırasıyla giriş ve çıkış hallerini göstermektedir. Enerji denkleminde kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir. İş terimi genellikle sadece fan işinden oluşur ve enerji denkleminin diğer terimleriyle karşılaştırıldığı zaman küçük olduğu görülür. Aşağıda iklimlendirme işlemleri ayrı ayrı ele alınacaktır.

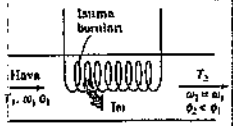
1 Duyulur Isıtma ve Soğutma (ω = sabit)

Evlerin birçoğunda soba, radyatör, ısı pompası veya elektrikli ısıtma sistemleri vardır. Bu sistemlerde hava, içinde sıcak bir akışkanın bulunduğu boruların veya direnç tellerinin üzerinden geçirilerek ısıtılır (Şekil 13-21). Isıtma işlemi sırasında havadaki nem miktarı değişmez, çünkü nemlendirme veya nem alma sözkonusu değildir. Başka bir deyişle, nemlendirme veya nem almanın sözkonusu olmadığı bir ısıtma veya soğutma işleminde, özgül nem sabit kalır (ω = sabit). Bu tür bir ısıtma işlemi, psikrometrik diyagramda yatay bir doğru olarak görünen sabit özgül nem doğrusu üzerinde, artan kuru termometre sıcaklığı yönünde gelişir.

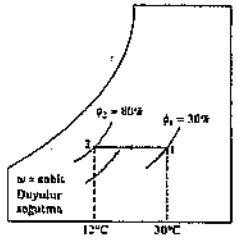
Dikkat edilirse, *duyulur ısıtma* sırasında havanın özgül nemi ω sabit kalırken bağıl nemi azalmaktadır. Bunun nedeni bağıl nemin havadaki nem miktarının, havada aynı sıcaklıkta bulunabilecek en çok nem miktarına oranı olarak tanımlanması ve havada bulunabilecek nem miktarının sıcaklıkla artmasıdır. Bağıl nemin azalması, deri kuruması, solunum zorluğu ve statik elektriğin artması gibi, vücut rahatlığını azaltan etkilerin ortaya çıkmasına neden olur.



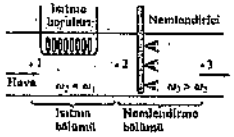
ŞEKİL 13-20
Değişik iklimlendirme işlemleri.



ŞEKİL 13-21
Duyulur ısıtma sırasında özgül nem sabit kalır, fakat bağıl nem azalır.



ŞEKİL 13-22
Duyulur soğutma sırasında özgül nem sabit kalır, fakat bağıl nem artar.



ŞEKİL 13-23
Isıtma ve nemlendirme.

Sabit özgül nemde soğutma (*duyulur soğutma*) yukarıda açıklanan duyulur ısıtma işlemine benzerdir, fakat bu işlem sırasında kuru termometre sıcaklığı azalır ve bağıl nem artar (Şekil 13-22). Duyulur soğutma, havayı içinden soğutucu akışkan veya soğuk su akan boruların üzerinden geçirerek sağlanabilir.

Nemlendirme veya nem almanın olmadığı ısıtma veya soğutma işlemlerinde kütlenin korunumu denklemi, kuru hava için $\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$ ve su için $\omega_1 = \omega_2$ bağıntılarına dönüşür. Olması durumunda fan işi ihmal edilirse, enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki biçimi alır:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \qquad \text{veya} \qquad q = h_2 - h_1$$

Burada h_1 ve h_2, havanın sırasıyla giriş ve çıkışta, birim kuru hava kütlesi için verilen entalpileridir.

2 Nemlendirme ve Isıtma

Duyulur ısıtmada bağıl nemin azalmasından dolayı ortaya çıkan sorunlar, ısıtılan havayı nemlendirerek yokedilebilir. Bu işlem, Şekil 13-23'te görüldüğü gibi havayı önce bir ısıtma bölümünden (*1-2 hal değişimi*) daha sonra bir nemlendirme bölümünden (*2-3 hal değişimi*) geçirerek gerçekleştirilir.

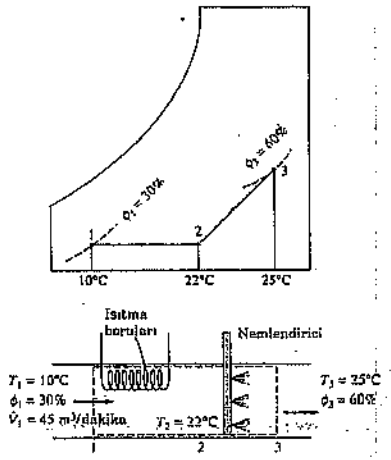
3 hali, nemlendirmenin nasıl yapıldığına bağlıdır. Eğer nemlendirme buhar püskürterek gerçekleştirilirse, nemlendirmenin yanında ısıtma da yapılmış olacaktır ($T_3 > T_2$). Eğer nemlendirme su püskürterek gerçekleştirilirse, buharlaşma gizli ısısı havadan sağlanacak, bu nedenle hava sıcaklığı azalacaktır ($T_3 < T_2$). Bu durumda hava, nemlendirme sırasındaki sıcaklık düşmesini karşılamak için, ısıtma bölümünde daha yüksek bir sıcaklığa ısıtılmalıdır.

ÖRNEK 13-5

Dış hava, sürekli akışlı bir iklimlendirme sistemine 10 °C sıcaklık ve yüzde 30 bağıl nemde 45 m³/dakika debiyle girmekte, sistemden 25 °C sıcaklık ve yüzde 60 bağıl nemde çıkmaktadır. Dış hava önce ısıtma bölümünde 22 °C sıcaklığa ısıtılmakta, daha sonra nemlendirme bölümünde içine sıcak buhar püskürtülerek istenen koşullara getirilmektedir. Tüm işlem boyunca toplam basıncın 100 kPa olduğunu kabul ederek, (*a*) ısıtma bölümünde havaya birim zamanda verilen ısıyı, (*b*) nemlendirme için gerekli buhar debisini hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve iklimlendirme işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi Şekil 13-24'te verilmiştir. Kuru havanın kütle debisi tüm işlem süresince sabit kalmaktadır. Havadaki nem miktarı ısıtma bölümünde değişmemekte, ($\omega_1 = \omega_2$), fakat nemlendirme bölümünde artmaktadır ($\omega_3 > \omega_2$).

(*a*) Isıtma bölümü için kütlenin ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıda gösterildiği gibidir:



ŞEKİL 13-24
Örnek 13-5'in genel çizimi ve psikrometrik diyagramı.

Kuru hava kütlesi: $\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$

Su kütlesi: $\dot{m}_{a1}\omega_1 = \dot{m}_{a2}\omega_2$ veya $\omega_1 = \omega_2$

Enerji: $\dot{Q} - \cancel{\dot{W}}^{\,0} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_g h_g \longrightarrow \dot{Q} = \dot{m}_a(h_2 - h_1)$

Psikrometrik diyagram havanın özeliklerini belirlemek için çok büyük kolaylık sağlar, fakat kullanımı belirli bir basınçla, atmosfer basıncı (101.325 kPa) ile sınırlıdır. Bu basınç için hazırlanmış psikrometrik diyagram Ek'te verilmiştir. 1 atmosfer dışındaki basınçlarda, ya farklı diyagramlar ya da daha önce çıkarılan bağıntılar kullanılmalıdır. Bu problemde toplam basınç 1 atmosfer değildir, bu nedenle bağıntılar kullanılacaktır:

$$P_{v1} = \phi_1 P_{g1} = \phi_1 P_{\text{doyma, 10°C}} = (0.3)(1.2276 \text{ kPa}) = 0.368 \text{ kPa}$$

$$P_{a1} = P_1 - P_{v1} = (100 - 0.368) \text{ kPa} = 99.632 \text{ kPa}$$

$$v_1 = \frac{R_a T_1}{P_{a1}} = \frac{[0.287 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](283 \text{ K})}{99.632 \text{ kPa}} = 0.815 \text{ m}^3/\text{kg kuru hava}$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{45 \text{ m}^3/\text{dakika}}{0.815 \text{ m}^3/\text{kg}} = 55.2 \text{ kg/dakika}$$

$$\omega_1 = \frac{0.622 P_{v1}}{P_1 - P_{v1}} = \frac{0.622(0.368 \text{ kPa})}{(100 - 0.368) \text{ kPa}} = 0.0023 \text{ kg } H_2O/\text{kg kuru hava}$$

$\omega_2 = \omega_1$ olduğu gözönüne alınırsa,

$$h_1 = C_p T_1 + \omega_1 h_{g1} = [1.005 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{°C)}](10 \text{ °C}) + (0.0023)(2519.8 \text{ kJ/kg})$$
$$= 15.8 \text{ kJ/kg kuru hava}$$

$$h_2 = C_p T_2 + \omega_2 h_{g2} = [1.005 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{°C)}](22 \text{ °C}) + (0.0023)(2541.7 \text{ kJ/kg})$$
$$= 28.0 \text{ kJ/kg kuru hava}$$

bulunur. Bu değerleri kullanarak, ısıtma bölümünde havaya olan ısı geçişi hesaplanabilir:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) = (55.2 \text{ kg/dakika})[(28.0 - 15.8) \text{ kJ/kg}]$$
$$= 673.4 \text{ kJ/dakika}$$

(*b*) Nemlendirme bölümünde su için kütlenin korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\dot{m}_{a_2}\omega_2 + \dot{m}_{w,g} = \dot{m}_{a_3}\omega_3$$

veya $$\dot{m}_{w,g} = \dot{m}_a(\omega_3 - \omega_2)$$

Burada $$\omega_3 = \frac{0.622\phi_3 P_{g_3}}{P_3 - \phi_3 P_{g_3}} = \frac{0.622(0.60)(3.169 \text{ kPa})}{[100 - (0.60)(3.169)] \text{ kPa}}$$
$$= 0.01206 \text{ kg } H_2O/\text{kg kuru hava}$$

olmaktadır. Böylece aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$\dot{m}_{w,g} = (55.2 \text{ kg/dakika})(0.01206 - 0.0023)$$
$$= 0.539 \text{ kg/dakika}.$$

3 . Soğutma ve Nem Alma

Duyulur soğutma sırasında havanın özgül nemi sabit kalır, fakat bağıl nemi artar. Eğer bağıl nem istenmeyen ölçüde artarsa, havadaki su buharı miktarını azaltmak, başka bir deyişle nem almak gerekebilir. Bunu gerçekleştirmek için, havanın çiğ noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulması gerekir.

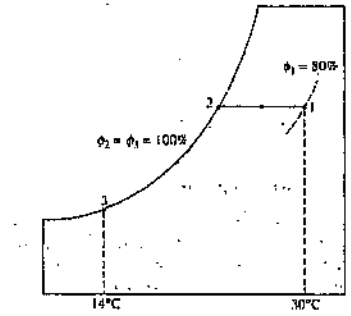
Nem almayla birlikte soğutma işleminin nasıl gerçekleştiği Şekil 13-25'te, Örnek 13-6 ile ilişkili olarak gösterilmiştir. Isı ve nemli hava soğutma bölümüne 1 halinde girer. Soğutucu serpantinin üzerinden geçen havanın, sıcaklığı azalır ve özgül nemi sabit kalırken bağıl nemi artar. Eğer soğutma bölümü yeterince uzunsa, hava çiğ noktası sıcaklığına erişir (*2 hali, doymuş hava*). Havanın daha fazla soğutulması bir miktar su buharının yoğuşmasına neden olur. Yoğuşma devam ederken havanın hali, doymuş hava eğrisi (yüzde 100 bağıl nem eğrisi) üzerinde ilerleyerek son hale ulaşır (*3 hali*). Bu işlem sırasında yoğuşan su buharı ayrı bir yolla soğutma bölümünden atılır. Bu suyun soğutma bölümünden T_3 sıcaklığında çıktığı kabul edilir.

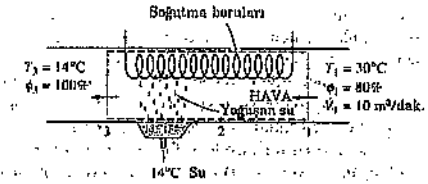
3 halindeki serin, doymuş hava genellikle doğrudan odaya gönderilir ve oda havasıyla karışır. Bazen, 3 halindeki hava istenen özgül nemde, fakat çok düşük bir sıcaklıktadır. Bu gibi durumlarda hava odaya gönderilmeden önce rahat edilebilecek bir sıcaklığa ısıtılır.

ÖRNEK 13-6

Hava, pencere tipi bir klima cihazına 1 atmosfer basınç, 30 °C sıcaklık ve yüzde 80 bağıl nemde, 10 m³/dakika debiyle girmekte, 14 °C sıcaklıkta doymuş halde çıkmaktadır. Soğutma işlemi sırasında yoğuşan su 14 °C sıcaklıkta atılmaktadır. Havadan birim zamanda çekilen ısıyı ve yoğuşan su miktarını hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve soğutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi Şekil 13-25'te verilmiştir. Kuru havanın kütle debisi soğutma işlemi





ŞEKİL 13-25
Örnek 13-6'nın genel çizimi ve psikrometrik diyagramı.

sırasında değişmez; fakat havadaki su buharının kütlesi yoğuşma nedeniyle azalır ($\omega_2 < \omega_1$). Soğutma ve nem alma işlemleri birlikte ele alınırsa, kütlenin ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıdaki biçimle dönüşür:

Kuru hava kütlesi: $\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$

Su kütlesi: $\dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_{a_2}\omega_2 + \dot{m}_{su}$

veya $\dot{m}_{su} = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2)$

Enerji: $\dot{Q} - \cancel{\dot{W}}^{0} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_g h_g \longrightarrow \dot{Q} = \dot{m}_{a_2}h_2 - \dot{m}_{a_1}h_1 + \dot{m}_{su}h_{su}$
$= \dot{m}_a(h_2 - h_1) + \dot{m}_{su}h_{su}$

Havanın giriş ve çıkış halleri tümüyle belirlidir, bu nedenle her iki haldeki özelikler psikrometrik diyagramdan okunabilir:

$h_1 = 85.4$ kJ/kg kuru hava
$\omega_1 = 0.0216$ kg H_2O/kg kuru hava
$v_1 = 0.889$ m³/kg kuru hava
ve $h_3 = 39.3$ kJ/kg kuru hava
$\omega_3 = 0.0100$ kg H_2O/kg kuru hava

Ayrıca suyun entalpisi Tablo A-4'ten bulunur:

$$h_{su} = h_{f,14°C} = 58.8 \text{ kJ/kg}$$

Böylece, $\dot{m}_a = \dfrac{\dot{V}_1}{v_1} = \dfrac{10 \text{ m}^3/\text{dakika}}{0.889 \text{ m}^3/\text{kg kuru hava}} = 11.3$ kg/dakika

$\dot{m}_{su} = (11.3 \text{ kg/dakika})(0.0216 - 0.0100) = 0.131$ kg/dakika

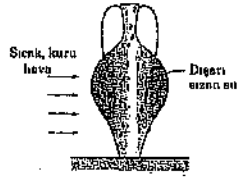
ve $\dot{Q} = (11.3 \text{ kg/dakika})[(39.3 - 85.4) \text{ kJ/kg}] + (0.131 \text{ kg/dakika})(58.8 \text{ kJ/kg})$
$= -513$ kJ/dakika

elde edilir. İklimlendirme sistemi havadan, dakikada 513 kJ ısı, dakikada 0.131 kg su çekmektedir.

4 Buharlaşmalı Soğutma

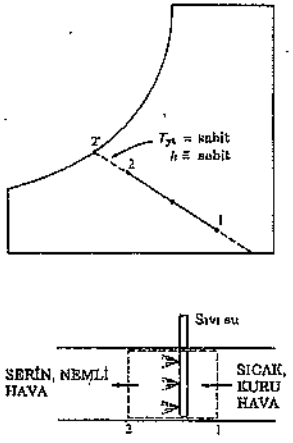
Günümüzün iklimlendirme sistemlerinin çalışma ilkesi soğutma çevrimine dayanır. Bu sistemler her yörede kullanılabilirler, fakat ilk yatırım ve işletme giderleri yüksektir. Çok sıcak ve kuru yörelerde iklimlendirmenin yüksek maliyeti *buharlaşmalı soğutucular* kullanarak önlenebilir.

Buharlaşmalı soğutma basit bir ilkeye dayanır: Su buharlaşırken, buharlaşma gizli ısısı su kütlesinden ve çevre havadan sağlanır. Bunun sonucu olarak hem su hem de hava soğur. Bu yöntem yüzyıllardan beri içme suyunu soğutmak için kullanılmıştır. Suyla dolu gözenekli bir kap veya testi, açık fakat gölgede bir yere bırakılır. Gözeneklerden dışarı az miktarda su sızar ve testi "terler". Kuru bir ortamda bu su buharlaşarak testide kalan suyu soğutur (Şekil 13-26).



ŞEKİL 13-26
Açık, rüzgârlı bir alana bırakılan testideki su, buharlaşmalı soğutmayla serinler.

Sıcak, kuru bir günde avlunun sulandığı zaman daha serin olduğu dikkatinizi çekmiştir. Bunun nedeni suyun buharlaşırken çevreden ısı almasıdır. Buharlaşmalı soğutucu aynı ilkeye göre çalışır. Buharlaşmalı soğutma Şekil 13-27'de açıklanmıştır. Sıcak ve kuru hava buharlaşmalı soğutucuya 1 halinde girer ve burada içine su püskürtülür. İşlem sırasında suyun bir bölümü hava akımından ısı çekerek buharlaşır. Bunun sonucu olarak hava akımının sıcaklığı azalır ve nem miktarı artar (2 *hali*). Hava bu işlemle en çok 2′ haline soğutulabilir. 2′ halinde hava doymuş olup, erişebileceği en düşük sıcaklığa erişmiştir.



ŞEKİL 13-27
Buharlaşmalı soğutma.

Buharlaşmalı soğutma işlemi, adyabatik doyma işlemiyle hemen hemen aynıdır, çünkü hava akışıyla çevre arasındaki ısı geçişi genellikle ihmal edilebilir. Bu nedenle, buharlaşmalı soğutma işlemi psikrometrik diyagramda sabit yaş termometre sıcaklığı doğrusunu izler. Su sıcaklığının havanın son haldeki sıcaklığından farklı olması durumunda, bunun tam olarak böyle gerçekleşmeyeceği not edilmelidir. Sabit yaş termometre sıcaklığı doğrularıyla sabit entalpi doğruları hemen hemen çakıştığı için, akış sırasında havanın entalpisinin değişmediği kabul edilebilir. Başka bir anlatımla, buharlaşmalı soğutma sırasında,

$$T_{yt} \cong \text{sabit} \tag{13-19}$$

ve

$$h \cong \text{sabit} \tag{13-20}$$

olur. Bu bağıntılar oldukça hassas sonuçlar verir ve iklimlendirme hesaplarında yaygın olarak kullanılır.

ÖRNEK 13-7

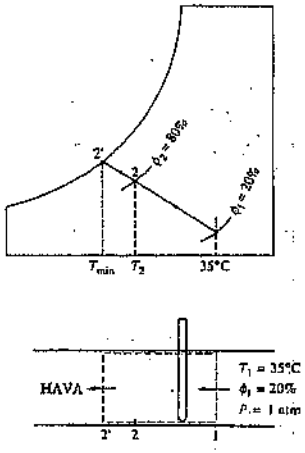
Hava, buharlaşmalı bir soğutucuya 1 atmosfer basınçta, 35 °C sıcaklıkta ve yüzde 20 bağıl nemde girmekte, yüzde 80 bağıl nemde çıkmaktadır. (*a*) Havanın çıkış sıcaklığını, (*b*) havanın soğutulabileceği en düşük sıcaklığı hesaplayın.

Çözüm Buharlaşmalı soğutucunun genel çizimi ve hal değişimini psikrometrik diyagramda gösterimi Şekil 13-28'de verilmiştir.

(*a*) Suyun hava akışının çıkış sıcaklığına eşit veya yakın bir sıcaklıkta sağlandığı kabul edilirse, buharlaşmalı soğutma işlemi, psikrometri diyagramında sabit yaş termometre doğrusu boyunca gerçekleşir. Başka bir deyişle,

$$T_{yt} \cong \text{sabit}$$

olur. 35 °C sıcaklık ve yüzde 20 bağıl nem için, yaş termometre sıcaklığı, psikrometrik diyagramdan 19 °C olarak okunur. Havanın buharlaşmalı soğutucu-



ŞEKİL 13-28
Örnek 13-7'nin genel çizimi ve psikrometrik diyagramı.

dan çıkış hali, $T_{yt} = 19$ °C ile $\phi =$ yüzde 80 eğrilerinin kesiştiği noktadır. Bu haldeki sıcaklık, havanın çıkış hali olup, psikrometri diyagramından belirlenir:

$$T_2 = 21.2\ ^\circ\text{C}$$

(*b*) En iyi durumda hava, buharlaşmalı soğutucudan doymuş halde çıkacaktır ($\phi =$ yüzde 100). Bu durumda havanın çıkış hali $T_{yt} = 19$ °C doğrusuyla doyma eğrisinin kesiştiği noktadır. Doymuş haldeki hava için kuru ve yaş termometre sıcaklıkları aynıdır. Bu nedenle havanın soğutulabileceği en düşük sıcaklık,

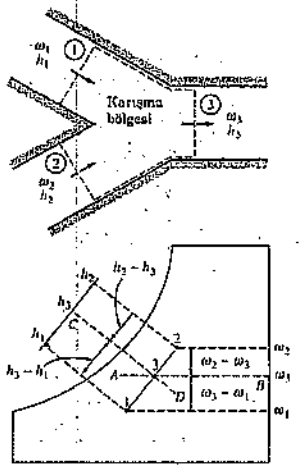
$$T_{2'} = 19\ ^\circ\text{C}$$

olacaktır.

5 Hava Akışlarının Adyabatik Olarak Karıştırılması

İklimlendirme uygulamalarının birçoğunda iki hava akışının karıştırılması gerekir. Bu durum özellikle büyük binalarda, fabrika ve imalat atölyelerinde, hastanelerde sözkonusudur. Bu gibi yerlerde iç havanın istenen koşullara getirilmesinden sonra, temiz dış havayla karıştırılarak odalara veya çalışma yerlerine gönderilmesi zorunludur. Karıştırma işlemi Şekil 13-29'da gösterildiği gibi iki hava akışını birleştirerek sağlanır.

Karıştırma işlemi sırasında çevreye olan ısı geçişi genellikle azdır, bu nedenle işlem adyabatik kabul edilebilir. Karıştırma işlemi sırasında iş etkileşimi yoktur, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri de ihmal edilebilir. Bu kabullerle, iki hava akışının adyabatik olarak karıştırıl-



ŞEKİL 13-29
1 ve 2 hallerindeki iki hava akışı adyabatik olarak karıştırıldığı zaman, karışımın hali, 1 ve 2 hallerini birleştiren doğru üzerinde olur.

ması sırasında kütlenin ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıdaki gibi olur:

Kuru hava kütlesi: $$\dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_{a_3} \quad (13\text{-}21)$$

Su buharı kütlesi: $$\omega_1 \dot{m}_{a_1} + \omega_2 \dot{m}_{a_2} = \omega_3 \dot{m}_{a_3} \quad (13\text{-}22)$$

Enerji: $$\dot{m}_{a_1} h_1 + \dot{m}_{a_2} h_2 = \dot{m}_{a_3} h_3 \quad (13\text{-}23)$$

Bu denklemlerden $\dot{m}_{a_3}$ yokedilirse,

$$\frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} \quad (13\text{-}24)$$

bulunur. Bu denklemin psikrometrik diyagramda geometrik bir yorumu yapılabilir. Denklem, $(\omega_2 - \omega_3)/(\omega_3 - \omega_1)$ oranının $\dot{m}_{a_1}/\dot{m}_{a_2}$ oranına eşit olduğunu belirtmektedir. Bu koşulu sağlayan haller AB kesik doğrusuyla gösterilmiştir. $(h_2 - h_3)/(h_3 - h_1)$ oranı ise gene $\dot{m}_{a_1}$'in $\dot{m}_{a_2}$'ye oranına eşittir. Bu koşulu sağlayan haller ise CD kesik doğrusuyla gösterilmiştir. Her iki koşulu sağlayan hal ise bu iki doğrunun kesişim noktasıdır ve 1 ve 2 hallerini birleştiren doğru üzerindedir. Böylece şu sonuca varılabilir: *Farklı hallerdeki iki hava akışı (1 ve 2 halleri) adyabatik olarak karıştırıldığı zaman, karışımın hali (3 hali), psikrometri diyag-ramında 1 ve 2 hallerini birleştiren doğru üzerinde olur; 2-3 uzunluğunun 3-1 uzunluğuna oranı ise, kütle debilerinin oranı* $\dot{m}_{a_1}/\dot{m}_{a_2}$ *oranına eşittir.*

Doyma eğrisinin iç bükey olması ve yukarıdaki sonuç ilginç bir olanağı belirtmektedir. 1 ve 2 halleri doyma eğrisinin yalnında olduklarında, bu iki hali birleştiren doğru doyma eğrisini kesecek ve 3 hali doyma eğrisinin sulunda kalabilecektir. Bu durumda bir miktar su buharının yoğuşması kaçınılmazdır.

ÖRNEK 13-8

Bir iklimlendirme sisteminin soğutma bölümünden 14 °C sıcaklıkta doymuş halde çıkan 50 m³/dakika debisindeki hava, 32 °C sıcaklık, yüzde 60 bağıl nem ve 20 m³/dakika debisindeki dış havayla karıştırılmaktadır. Karıştırma işleminin 1 atmosfer toplam basınçta gerçekleştiğini kabul ederek, karışımın özgül nemini, bağıl nemini, kuru termometre sıcaklığını ve hacimsel debisini hesaplayın.

Çözüm Sistemin genel çizimi ve hal değişiminin psikrometrik diyagramda gösterimi Şekil 13-30'da verilmiştir. Giren hava akışlarının özelikleri psikrometrik diyagramdan okunabilir:

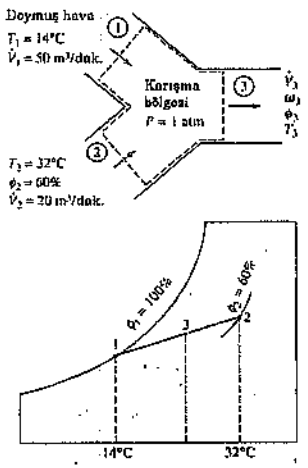
$h_1 = 39.4$ kJ/kg kuru hava
$\omega_1 = 0.010$ kg H_2O/kg kuru hava
$v_1 = 0.826$ m³/kg kuru hava

ve

$h_2 = 79.0$ kJ/kg kuru hava
$\omega_2 = 0.0182$ kg H_2O/kg kuru hava
$v_2 = 0.889$ m³/kg kuru hava

Giren akışların kütle debileri,

$$\dot{m}_{a_1} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{50 \text{ m}^3/\text{dakika}}{0.826 \text{ m}^3/\text{kg kuru hava}} = 60.5 \text{ kg/dakika}$$



ŞEKİL 13-30
Örnek 13-8'in genel çizimi ve psikrometrik diyagramı.

$$\dot{m}_{a_2} = \frac{\dot{V}_2}{v_2} = \frac{20 \text{ m}^3/\text{dakika}}{0.889 \text{ m}^3/\text{kg kuru hava}} = 22.5 \text{ kg/dakika}$$

olarak hesaplanır. Kütlenin korunumu ilkesinden:

$$\dot{m}_{a_3} = \dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{a_2} = (60.5 + 22.5) \text{ kg/dakika} = 83 \text{ kg/dakika}$$

Karışımın özgül nemi ve entalpisi, kütle ve enerjinin korunumu denklemlerinin iki akışın adyabatik olarak karıştırılmasına uygulanması sonunda elde edilen 13-24 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

$$\frac{60.5}{22.5} = \frac{0.0182 - \omega_3}{\omega_3 - 0.010} = \frac{79.0 - h_3}{h_3 - 39.4}$$

Bu denklemler çözülürse,

$\omega_3 = 0.0122$ kg H_2O/kg kuru hava
$h_3 = 50.1$ kJ/kg kuru hava

elde edilir. Bu iki özeliğin bulunmasıyla karışımın hali belirlenmiştir. Karışımın diğer özelikleri psikrometrik diyagramdan okunur:

$T_3 = 19.0$ °C
$\phi_3 = \%89$
$v_3 = 0.844$ m³/kg kuru hava

Son olarak karışımın hacimsel debisi, kütle debisi ile özgül hacmini çarparak belirlenir:

$$\dot{V}_3 = \dot{m}_{a_3} v_3 = (83 \text{ kg/dakika})(0.844 \text{ m}^3/\text{kg}) = 70.1 \text{ m}^3/\text{dakika}$$

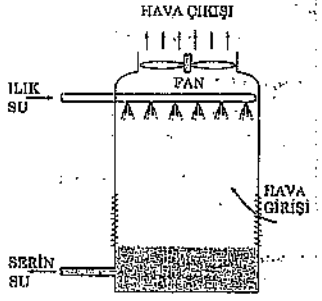
Dikkat edilirse, karışımın hacimsel debisi, tam olmasa da, yaklaşık olarak giren akışların hacimsel debilerinin toplamına eşittir. İklimlendirme uygulamalarında genellikle gözlenen budur.

6 Islak Soğutma Kuleleri

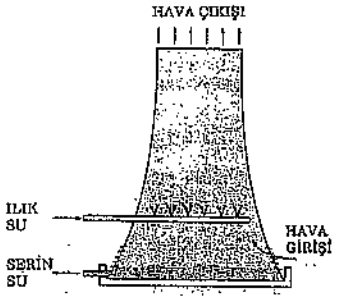
Güç santralleri, büyük iklimlendirme sistemleri ve bazı endüstriler büyük miktarlarda atık ısı üretirler ve bu ısı genellikle yakınlardaki bir göle veya akarsuya verilir. Fakat bazen su akışı sınırlıdır veya ısıl kirlenme önemli bir kısıtlama olarak gözönüne alınmak zorundadır. Bu gibi durumlarda, atık ısı atmosfere verilir ve soğutma suyu ısı kaynağıyla atmosfer arasında ısı geçişi için aracı akışkan olur. Bunu gerçekleştirmenin yollarından biri ıslak soğutma kuleleri kullanmaktır.

Islak soğutma kulesi, yarı kapalı bir buharlaşmalı soğutucudur. Zorlanmış, ters akışlı bir ıslak soğutma kulesi Şekil 13-31'de gösterilmiştir. Hava kuleye aşağıdan girer ve yukarıdan çıkar. Yoğuşturucudan gelen ılık su kulenin tepesine pompalandıktan sonra hava akışının içine püskürtülür. Püskürtmenin amacı, geniş bir su yüzeyinin havayla temasını sağlamaktır. Su damlaları yerçekiminin etkisiyle aşağı doğru düşerken, suyun küçük bir bölümü (genellikle yüzde 1'ler mertebesinde) buharlaşır ve geri kalan suyu soğutur. Havanın sıcaklığı ve nemi bu işlem sırasında artar. Soğutulan su kulenin altında toplanır ve atık ısıyı almak için yeniden yoğuşturucuya pompalanır. Kulede buharlaşma ve havanın taşınması sonucu kaybolan su sürekli tamamlanmak zorundadır. Islak soğutma kulelerinde, havayla taşınan suyu en aza indirmek için, püskürtme bölümünün yukarısına su tutucular yerleştirilir.

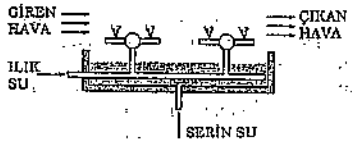
Yukarıda açıklanan soğutma kulesinde hava akışı bir fanla sağlanmaktadır, bu nedenle kule zorlanmış akışlı diye nitelenir. Bir başka tür soğutma kulesi **doğal akışlı soğutma kulesidir**. Bu tür bir kule bacaya benzer ve bir baca gibi çalışır. Kule içindeki havanın su buharı miktarı fazladır, bu nedenle kule dışındaki havaya oranla daha hafiftir. Bunun sonucu olarak kule içindeki hava yukarı doğru yükselir, dışarıdaki daha ağır hava aşağıdan kuleye girer. Böylece aşağıdan yukarıya doğru bir hava akımı oluşur. Hava akışının debisini atmosfer koşulları



ŞEKİL 13-31
Zorlanmış ters akışlı bir soğutma kulesi.



ŞEKİL 13-32
Doğal akışlı soğutma kulesi.



ŞEKİL 13-33
Püskürtme havuzu.

belirler. Doğal akışlı soğutma kulelerinde hava akışını sağlamak için dışarıdan bir güce gerek yoktur, fakat bu tür kulelerin yapım giderleri çok daha yüksektir. Doğal akışlı soğutma kulelerinin kesiti, Şekil 13-32'de görüldüğü gibi hiperboliktir. Kule yüksekliği bazen 100 m'yi bulur. Kesitin hiperbolik olması termodinamik nedenlerden çok mukavemetle ilgilidir.

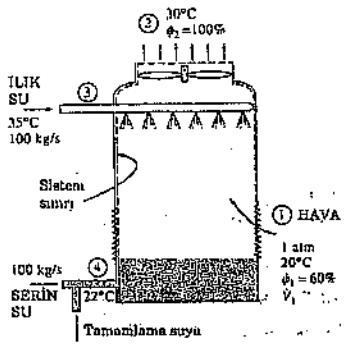
Soğutma kulesi düşüncesi püskürtme havuzundan kaynaklanır. Burada havaya püskürtülen ılık su, Şekil 13-33'te gösterildiği gibi aşağı düşerken hava tarafından soğutulur. Püskürtme havuzları günümüzde de kullanılmaktadır. Fakat kesit alanı olarak soğutma kulelerinin 25 ile 50 katı arasında bir alan gerektirirler, havayla taşınan su miktarı fazladır, ayrıca toz ve kire açıktırlar.

Atık ısı, temelde atmosfere açık büyük bir göl olan **soğutma havuzuna** da verilebilir. Fakat havuz yüzeyinden atmosfere ısı geçişi çok yavaştır ve aynı soğutmayı sağlayabilmek için püskürtme havuzunun yüzey alanının 20 katı kadar bir alana gerek duyulur.

ÖRNEK 13-9

Bir güç santralinin yoğuşturucusunda dolaşan 100 kg/s debisindeki soğutma suyu, ıslak soğutma kulesine 35 °C sıcaklıkta girmekte ve 22 °C sıcaklığa soğutulmaktadır. Soğutma, kuleye 1 atmosfer basınç, 20 °C sıcaklık, yüzde 60 nemde giren ve 30 °C sıcaklıkta doymuş olarak çıkan hava tarafından yapılmaktadır. Fanı çalıştırmak için gerekli gücü ihmal ederek, (*a*) soğutma kulesine giren havanın hacimsel debisini, (*b*) tamamlama suyunun debisini hesaplayın.

Çözüm Soğutma kulesinin genel çizimi Şekil 13-34'te gösterilmiştir. Kuleden geçen kuru hava kütlesinin debisi sabit kalmaktadır ($\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$), fakat



ŞEKİL 13-34
Örnek 13-9'un genel çizimi.

kuledeki buharlaşma sonunda suyun debisi azalmaktadır.Bu nedenle sürekli çalışmayı sağlamak için buharlaşan soğutma suyu tamamlanmak zorundadır.

(*a*) Sürekli akışlı açık sisteme kütlenin ve enerjinin korunumu denklemleri uygulanırsa aşağıdaki denklemler elde edilir:

Kuru hava kütlesi: $\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$

Su kütlesi: $\dot{m}_3 + \dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{a_2}\omega_2$

veya $\dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) = \dot{m}_{\text{tamamlama}}$

Enerji: $\dot{Q}^{\nearrow 0} - \dot{W}^{\nearrow 0} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{m}_g h_g$

$$0 = \dot{m}_{a_2} h_2 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_{a_1} h_1 - \dot{m}_3 h_3$$

$$0 = \dot{m}_a(h_2 - h_1) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_{\text{tamamlama}})h_4 - \dot{m}_3 h_3$$

Bu denklemlerden $\dot{m}_a$ çözülürse,

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_3(h_3 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (\omega_2 - \omega_1)h_4}$$

elde edilir. Psikrometrik diyagramdan,

$h_1 = 42.2$ kJ/kg kuru hava
$\omega_1 = 0.0087$ kg H_2O/kg kuru hava
$v_1 = 0.842$ m³/kg kuru hava

ve $h_2 = 100.0$ kJ/kg kuru hava
$\omega_2 = 0.0273$ kg H_2O/kg kuru hava

okunur. Ayrıca h_3 ve h_4 değerleri Tablo A-4'ten bulunur:

$h_3 \cong h_{f,\,35°C} = 146.68$ kJ/kg H_2O
$h_4 \cong h_{f,\,22°C} = 92.33$ kJ/kg H_2O

Bu değerler yukarıdaki denklemde yerine konursa,

$$\dot{m}_a = \frac{(100 \text{ kg/s})[(146.68 - 92.33) \text{ kJ/kg}]}{[(100.0 - 42.2) \text{ kJ/kg}] - [(0.0273 - 0.0087)(92.33) \text{ kJ/kg}]}$$
$$= 96.9 \text{ kg/s}$$

elde edilir. Kuleye giren havanın hacimsel debisi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_a v_1 = (96.9 \text{ kg/s})(0.842 \text{ m}^3/\text{kg}) = 81.6 \text{ m}^3/\text{s}$$

(*b*) Tamamlama suyunun kütle debisi, buharlaşarak havaya karışan suya eşittir:

$$\dot{m}_{\text{tamamlama}} = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) = (96.9 \text{ kg/s})(0.0273 - 0.0087)$$
$$= 1.80 \text{ kg/s}$$

Görüldüğü gibi, soğutma suyunun yüzde 98'inden fazlası geri kazanılmakta ve yeniden dolaşıma girmektedir.

13-8 ■ ÖZET

Bu bölümde, mühendislik uygulamalarında en sık karşılaşılan gaz-buhar karışımı olan hava-su buharı karışımı incelendi. Atmosferdeki hava her zaman bir miktar su buharı içerir, bu nedenle *atmosferik hava* diye nitelenir. İçinde su buharı bulunmayan hava ise *kuru hava* diye adlandırılır. İklimlendirme uygulamalarında karşılaşılan sıcaklık aralığında hem kuru hava hem de su buharı mükemmel gaz kabul edilebilir. Bir hal değişimi sırasında kuru havanın entalpi değişimi aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır:

$$\Delta h_{\text{kuru hava}} = C_p \Delta T = [1.005 \text{ kJ/(kg} \cdot °\text{C})]\,\Delta T \quad \text{(kJ/kg)} \quad (13\text{-}1b)$$

Atmosferik hava, kuru havanın kısmi basıncının P_a, su buharının kısmi basıncının P_v olduğu bir mükemmel gaz karışımı olarak incelenebilir:

$$P = P_a + P_v \quad \text{(kPa)} \quad (13\text{-}2)$$

Havadaki su buharının entalpisi, aynı sıcaklıktaki doymuş su buharının entalpisine eşit alınabilir, böylece −10 °C ile 50 °C sıcaklıkları arasında,

$$h_v(T, \text{ düşük } P) \cong h_g(T) \quad (13\text{-}3)$$

$$\cong 2501.3 + 1.82T \quad \text{(kJ/kg)} \quad (13\text{-}4)$$

olur.

Birim kuru hava kütlesi içindeki su buharı kütlesi, *özgül* veya *mutlak nem* ω olarak tanımlanır:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{0.622P_v}{P - P_v} \quad \text{(kg su buharı/kg kuru hava)} \quad (13\text{-}8)$$

Burada, P toplam hava basıncı, P_v ise buhar basıncıdır. Havanın içinde bulunabilecek su buharı miktarının bir üst sınırı vardır. Bu miktarda su buharı taşıyan havaya *doymuş hava* adı verilir. Havadaki su buharı miktarının, (m_v) aynı sıcaklıktaki havada bulunabilecek en fazla su buharı miktarına (m_g) oranı bağıl nem diye tanımlanır ve ϕ ile gösterilir:

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V/(R_v T)}{P_g V/(R_v T)} = \frac{P_v}{P_g} \quad (13\text{-}9)$$

Burada, $P_g = P_{\text{doyma, T}}$ (13-10)

olmaktadır. 13-8 ve 13-9 numaralı denklemler birleştirilirse, bağıl nem ve özgül nem aşağıda gösterildiği gibi de yazılabilir:

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622+\omega)P_g} \quad \text{ve} \quad \omega = \frac{0.622\phi P_g}{P-\phi P_g} \qquad (13\text{-}11a, b)$$

Bağıl nem kuru hava için 0, doymuş hava için 1 değerini alır.

Atmosferik havanın entalpisi, hava-su buharı karışımının birim kütlesi yerine *kuru havanın birim kütlesi* için verilir ve aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir:

$$h = h_a + \omega h_g \quad \text{(kJ/kg kuru hava)} \qquad (13\text{-}12)$$

Atmosferik havanın alışılagelmiş biçimde ölçülen sıcaklığı *kuru termometre sıcaklığı* diye adlandırılır. Hava sabit basınçta soğutulduğu zaman yoğuşmanın başladığı sıcaklık *çiğ noktası sıcaklığı* olarak tanımlanır:

$$T_{çn} = T_{doyma,\,P_v} \qquad (13\text{-}13)$$

Özgül nem ve bağıl nem, havanın *adyabatik doyma sıcaklığını* ölçerek belirlenebilir. Adyabatik doyma sıcaklığı, havanın uzun bir kanaldaki su üzerinden akıp doymuş hale geldiği zaman sahip olacağı sıcaklıktır. T_2 adyabatik doyma sıcaklığı olmak üzere, özgül nem aşağıdaki ifadeyle hesaplanabilir:

$$\omega_1 = \frac{C_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg,2}}{h_{g1} - h_{f2}} \qquad (13\text{-}14)$$

Burada

$$\omega_2 = \frac{0.622P_{g2}}{P_2 - P_{g2}} \qquad (13\text{-}15)$$

olmaktadır. İklimlendirme uygulamalarında bağıl nemi ve özgül nemi belirlemek için daha kolay bir yöntem, *yaş termometre sıcaklığını* ölçerek bu değeri yukarıdaki bağıntılarda adyabatik doyma sıcaklığı yerine kullanmaktır. Yaş termometre sıcaklığı, T_{yt} termometrenin ucuna suyla doymuş pamuktan bir fitil bağlayıp üzerinden hava akımı geçirerek ölçülür. Belirli bir toplam basınçta atmosferik havanın özelikleri, *psikrometrik diyagram* adı verilen diyagramlardan kolayca elde edilebilir. Sabit entalpi ve sabit yaş termometre sıcaklığı doğruları, bu diyagramlarda hemen hemen paraleldir.

İnsan vücudunun rahat olabileceği koşullarla çevre koşulları çoğunlukla uyuşmaz. Bu nedenle rahat edebilmek için yaşanılan ortamın ısıl koşullarını değiştirmek gerekir. Oturulan veya çalışılan ortamın sıcaklığını ve nemini istenen değerlerde tutabilmek için iklimlendirme adı verilen işlemlere başvurulur. Bu işlemler, duyulur ısıtma (sıcaklığın yükseltilmesi), duyulur soğutma (sıcaklığın düşürülmesi), nemlendirme (su buharı ekleme) veya nem alma işlemleridir. Havayı istenen sıcaklık ve nem düzeyine getirebilmek için genellikle bu işlemler birlikte uygulanır.

İklimlendirme işlemleri genellikle sürekli akışlı açık sistemlerde gerçekleşir. Bu nedenle işlemlerde sürekli akışlı açık sistemler için kütlenin (hem kuru hava, hem de su için) ve enerjinin korunumu denklemleri uygulanmalıdır:

Kuru hava kütlesi: $$\sum \dot{m}_{a,g} = \sum \dot{m}_{a,ç} \qquad (13\text{-}16)$$

Su kütlesi: $$\sum \dot{m}_{a,g}\omega_g + \dot{m}_{su,g} = \sum \dot{m}_{a,ç}\omega_ç + \dot{m}_{su,ç} \qquad (13\text{-}17)$$

Enerji: $$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{m}_g h_g \qquad (13\text{-}18)$$

Burada g ve ç indisleri sırasıyla giriş ve çıkış hallerini göstermektedir. Enerji denkleminde kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.

Duyulur ısıtma ve soğutma işlemi sırasında özgül nem sabit kalır, fakat sıcaklık ve bağıl nem değişir. Bazen hava ısıtıldıktan sonra nemlendirilir, bazı soğutma işlemleri nem almayı da içerir. Kuru ve sıcak iklimlerde, hava içine püskürtülen suyun buharlaşmasıyla soğutulabilir. Bu işleme buharlaşmalı soğutma adı verilir. Su kaynaklarının sınırlı olduğu yörelerde, büyük miktarlarda atık ısı, soğutma kuleleri aracılığıyla atmosfere verilebilir.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 *ASHRAE 1981 Handbook of Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 1981.

2 W. Z. Black ve J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, New York, 1985.

3 S. M. Elonka, "Cooling Towers", *Power*, Mart 1963.

4 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Basım, Wiley, New York, 1986.

5 D. C. Look, Jr. ve H. J. Sauer, Jr., *Engineering Thermodynamics*, PWS-Engineering, Boston, 1986.

6 W. F. Stoecker ve J. W. Jones, *Refrigeration and Air Conditioning*, 2. Basım, McGraw-Hill, New York, 1982.

7 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Basım, McGraw-Hill, New York, 1988.

8 L. D. Winiarski ve B. A. Tichenor, "Model of Natural Draft Cooling Tower Performance," *Journal of Sanitary Engineering Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, Ağustos, 1970.

PROBLEMLER*

Kuru Hava ve Atmosfer Havası: Özgül ve Bağıl Nem

13-1K Su buharına doymamış havadan, su buharı kaybetmeden doymuş hava elde edilebilir mi? Açıklayın.

13-2K Doymuş havanın bağıl nemi mutlaka yüzde yüz müdür?

* Öğrencilerin kavram "K" sorularının *tümünü* çözmeleri önerilir.

13-3K Nemli hava bir soğutma cihazından geçirilerek soğutulmakta ve nemi alınmaktadır. Havanın, (*a*) özgül nemi, (*b*) bağıl nemi bu hal değişimi sırasında nasıl değişir?

13-4K Kuru hava ve atmosferik hava arasındaki fark nedir?

13-5K Havadaki su buharı mükemmel gaz kabul edilebilir mi? Açıklayın.

13-6K Buhar basıncı nedir?

13-7K 20 °C sıcaklık ve 2 kPa basınçtaki su buharı ile 20 °C sıcaklık ve 0.5 kPa basınçtaki su buharının entalpisini karşılaştırın.

13-8K Özgül nem ile bağıl nem arasındaki farkı açıklayın.

13-9K Sızdırmaz bir odada bulunan hava ısıtıldığı zaman, (*a*) özgül nemi, (*b*) bağıl nemi nasıl değişir?

13-10K Sızdırmaz bir odada bulunan hava soğutulduğu zaman, (*a*) özgül nemi, (*b*) bağıl nemi nasıl değişir?

13-11 Sabit hacimli kapalı bir kapta 30 °C sıcaklık ve 100 kPa toplam basınçta, 21 kg kuru hava ve 0.3 kg su buharı bulunmaktadır. Havanın, (*a*) özgül nemini, (*b*) bağıl nemini hesaplayın, (*c*) kabın hacmini bulun.

13-12 Bir odada 20 °C sıcaklık, 98 kPa basınç ve yüzde 85 bağıl nemde hava bulunmaktadır. (*a*) Kuru havanın kısmi basıncını, (*b*) havanın özgül nemini, (*c*) havanın birim kuru hava kütlesi için entalpisini hesaplayın.

13-13 120 m^3 hacmi olan bir odada, 98 kPa basınç, 23 °C sıcaklık ve yüzde 50 bağıl nemde hava bulunmaktadır. Kuru havanın ve su buharının kütlelerini hesaplayın. *Çözüm:* 136.4 kg, 1.25 kg

Çiğ Noktası, Adyabatik Doyma ve Yaş Termometre Sıcaklıkları

13-14K Çiğ noktası sıcaklığı nedir?

13-15K Barış ve Başak gözlük kullanmaktadırlar. Soğuk bir kış gününde, Barış dışarıdan sıcak eve girerken, Başak da içeriden dışarı çıkmaktadır. Hangisinin gözlüklerinin buğulanma olasılığı daha yüksektir? Açıklayın.

13-16K Yazın, buzlu suyla dolu bir bardağın dış yüzeyinde "terleme" görülür. Bunu nasıl açıklarsınız?

13-17K Kışın soğuk bölgelerde, buzlanan araba camlarını her sabah temizlemek gerekir. Bazı gecelerde yağmur veya kar yağışı olmamasına rağmen araba camlarında buzun nasıl oluştuğunu açıklayın.

13-18K Kuru termometre ve çiğ noktası sıcaklıkları ne zaman birbirine eşit olur?

13-19K Atmosferik hava için adyabatik doyma ve yaş termometre sıcaklıkları hangi koşullarda eşit alınabilir?

13-20 Bir evin içindeki hava 25 °C sıcaklık ve yüzde 65 bağıl nemdedir. Camın sıcaklığı 12 °C'a düştüğü zaman, camın iç yüzeyinde yoğuşma olur mu?

13-21 Hava sıcaklığının 8 °C olduğu bir gün dışarıda uzun bir yürüyüş yapan gözlüklü bir adam, 25 °C sıcaklık ve yüzde 40 bağıl nemde olan bir odaya girmektedir. Gözlüklerinin buğulanıp buğulanmayacağını belirtin.

13-22 Problem 13-21'i odanın bağıl neminin yüzde 70 olması durumunda çözün.

13-23 Bir çocuk buzdolabından 7 °C sıcaklıkta bir gazoz alıp, 25 °C sıcaklık ve yüzde 40 bağıl nemdeki odasında içmektedir. Gazoz şişesinin dış yüzeyinde "terleme" olur mu? *Çözüm:* Evet

13-24 95 kPa basınçta atmosferik havanın kuru ve yaş termometre sıcaklıkları sırasıyla 25 °C ve 20 °C olarak ölçülmektedir. (*a*) Özgül nemi, (*b*) bağıl nemi, (*c*) havanın, birim kuru hava kütlesi için entalpisini hesaplayın.

13-25 Bir odadaki havanın kuru termometre sıcaklığı 22 °C, yaş termometre sıcaklığı 16 °C'dir. Odadaki basıncın 100 kPa olduğunu kabul ederek, (*a*) özgül nemi, (*b*) bağıl nemi, (*c*) çiğ noktası sıcaklığını hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.0091 kg H_2O/kg kuru hava, (*b*) yüzde 54.1, (*c*) 12.4 °C

Psikrometrik Diyagram

13-26K Psikrometrik diyagramda sabit entalpi doğrularıyla sabit yaş termometre sıcaklığı doğrularını karşılaştırın.

13-27K Psikrometrik diyagramda hangi hallerde, kuru termometre, yaş termometre ve çiğ noktası sıcaklıkları eşit olur?

13-28K Verilen bir hal için çiğ noktası sıcaklığı psikrometrik diyagramda nasıl belirlenir?

13-29K Bir atmosfer basıncı için hazırlanmış psikrometrik diyagram, denizden yüksekliği büyük olan yerlerde kullanılabilir mi?

13-30 Bir odadaki havanın basıncı 1 atmosfer, sıcaklığı 32 °C ve bağıl nemi yüzde 60'tır. Psikrometrik diyagramı kullanarak, havanın (*a*) özgül nemini, (*b*) birim kuru hava kütlesi için entalpisini, (*c*) yaş termometre sıcaklığını, (*d*) çiğ noktası sıcaklığını, (*e*) m^3/kg kuru hava olarak özgül hacmini hesaplayın.

13-31 Bir odada 1 atmosfer basınç, 26 °C sıcaklık ve yüzde 70 bağıl nemde hava bulunmaktadır. Psikrometrik diyagramı kullanarak, havanın (*a*) özgül nemini, (*b*) birim kuru hava kütlesi için entalpisini, (*c*) yaş termometre sıcaklığını, (*d*) çiğ noktası sıcaklığını, (*e*) m^3/kg kuru hava olarak özgül hacmini hesaplayın.

13-32 Bir odadaki havanın basıncı 1 atmosfer, kuru termometre sıcaklığı 24 °C ve yaş termometre sıcaklığı 17 °C'dir. Psikrometrik diyagramı kullanarak, havanın (*a*) özgül nemini, (*b*) birim kuru hava kütlesi için entalpisini, (*c*) yaş termometre sıcaklığını, (*d*) çiğ noktası sıcaklığını, (*e*) m^3/kg kuru hava olarak özgül hacmini hesaplayın.

İnsan Konforu ve İklimlendirme

13-33K Günümüzün gelişmiş iklimlendirme sistemlerinde ısıtma ve soğutmanın yanında başka neler yapılmaktadır?

13-34K İnsan vücudu, (*a*) sıcak havaya, (*b*) soğuk havaya, (*c*) sıcak ve nemli havaya nasıl tepki gösterir?

13-35K Işınım etkisi nedir? İnsan konforunu nasıl etkiler?

13-36K İnsan vücudunun çevresindeki hava akımı insan konforunu nasıl etkiler?

13-37K Oynayanların ve izleyenlerin aynı elbiseleri giydikleri bir tenis maçında, oynayanlar mı, izleyenler mi daha çok üşür? Neden?

13-38K Küçük bebekler neden soğuğa karşı daha hassastırlar?

13-39K Nem insan konforunu nasıl etkiler?

13-40K Nemlendirme ve nem almayı açıklayın.

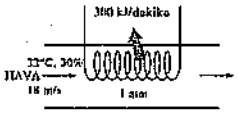
13-41K Duyulur ısıtma sırasında bağıl ve özgül nemler nasıl değişir?

13-42K Duyulur soğutma sırasında bağıl ve özgül nemler nasıl değişir?

13-43 Hava sürekli akışlı bir ısıtma ünitesine 95 kPa basınç, 15 °C sıcaklık ve yüzde 30 bağıl nemde, 6 m^3/dakika debiyle girmekte ve 25 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. (*a*) Havaya olan ısı geçişini, (*b*) ısıtıcı çıkışında havanın bağıl nemini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 69.3 kJ/dakika, (*b*) yüzde 16.1

13-44 Bir ısıtma ünitesi, içinde 4 kW gücünde elektrikli ısıtıcı olan 35 cm çapında bir hava kanalından oluşmaktadır. Hava ısıtma ünitesine 1 atmosfer basınç, 13 °C sıcaklık ve yüzde 40 bağıl nemde, 7.5 m/s hızla girmektedir. Havanın ısıtıcıdan çıkıştaki (*a*) sıcaklığını, (*b*) bağıl nemini, (*c*) hızını hesaplayın.

13-45 Bir soğutma ünitesi, 40 cm çapında bir hava kanalı içine yerleştirilmiştir. Hava kanala 1 atmosfer basınç, 32 °C sıcaklık ve yüzde 30 bağıl nemde, 18 m/s hızla girmektedir. Soğutma ünitesinde havadan 1200 kJ/dakika ısı çekilmektedir. Havanın kanaldan çıkıştaki (*a*) sıcaklığını, (*b*) bağıl nemini, (*c*) hızını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 24.4 °C, (*b*) yüzde 46.6, (*c*) 17.6 m/s

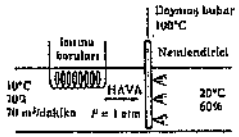


ŞEKİL P13-45

Isıtma ve Nemlendirme

13-46K Isıtılan hava neden bazen nemlendirilir?

13-47 Sürekli akışlı bir iklimlendirme sistemine, 1 atmosfer basınç, 15 °C sıcaklık ve yüzde 60 bağıl nemde giren hava, önce 20 °C sıcaklığa ısıtılmakta, daha sonra nemlendirilmektedir. Hava iklimlendirme sisteminden 25 °C sıcaklık ve yüzde 65 bağıl nemde çıkmaktadır. (*a*) Havaya eklenen su buharı miktarını kg H_2O/kg kuru hava olarak, (*b*) ısıtma bölümünde havaya geçen ısıyı, kJ/kg kuru hava olarak hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 0.0065 kg H_2O/kg kuru hava, (*b*) 5.1 kJ/kg kuru hava



ŞEKİL P13-48

13-48 Şekil P13-48'de gösterilen iklimlendirme sistemi ısıtma ve nemlendirme bölümlerinden oluşmaktadır. Nemlendirme bölümünde havaya 100 °C sıcaklıkta doymuş su buharı püskürtülmektedir. Hava ısıtma bölümüne 10 °C sıcaklıkta ve yüzde 70 bağıl nemde girmekte, nemlendirme bölümünden 20 °C sıcaklıkta ve yüzde 60 bağıl nemde çıkmaktadır. Isıtma ve nemlendirme işlemi süresince havanın toplam basıncı 1 atmosfer olmaktadır. Isıtma bölümüne giriştе havanın hacimsel debisi 70 m^3/dakika olduğuna göre, (*a*) ısıtma bölümünden çıkışta havanın sıcaklığını ve bağıl nemini, (*b*) ısıtma bölümünde havaya birim zamanda olan ısı geçişini, (*c*) nemlendirme bölümünde havaya birim zamanda katılan su buharı kütlesini hesaplayın.

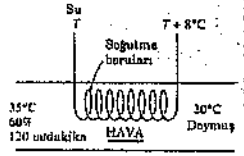
13-49 Problem 13-48 i havanın toplam basıncının 95 kPa olması durumunda çözün.
Çözüm: (*a*) 19.5 °C, yüzde 37.7, (*b*) 782 kJ/dakika, (*c*) 0.29 kg/dakika

Soğutma ve Nem Alma

13-50K Yaz iklimlendirme sistemlerinde, soğutulan hava odaya verilmeden önce neden bazen ısıtılır?

13-51 Hava, pencere tipi bir klima cihazına 1 atmosfer basınç, 32 °C sıcaklık ve yüzde 70 bağıl nemde, 8 m^3/dakika debiyle girmekte ve 12 °C sıcaklıkta doymuş halde çıkmaktadır. Soğutma işlemi sırasında yoğuşan bir miktar su buharı da gene 12 °C sıcaklıkta dışarı akmaktadır. Havadan birim zamanda çekilen ısıyı ve birim zamanda yoğuşan su buharı kütlesini hesaplayın.
Çözüm: 452.4 kJ/dakika, 0.112 kg/dakika

13-52 Hava bir iklimlendirme sistemine, 1 atmosfer basınç, 34 °C sıcaklık ve yüzde 70 bağıl nemde girmekte, 22 °C sıcaklık ve yüzde 50 bağıl nemde çıkmaktadır. İklimlendirme sistemi soğutma ve ısıtma bölümlerinden oluşmaktadır. Hava soğutma bölümünde soğutulup, nemi alındıktan sonra ısıtma bölümünde elektrikli ısıtıcılarla istenen sıcaklığa getirilmektedir. Yoğuşan su buharı sistemden 10 °C sıcaklıkta doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. (*a*) Havanın ısıtıcıya girmeden önceki sıcaklığını, (*b*) soğutma ünitesinde havadan çekilen ısıyı, (*c*) ısıtıcıda havaya verilen ısıyı hesaplayın. Havadan çekilen ve havaya verilen ısıları birim kuru hava kütlesine göre belirleyin.



ŞEKİL P13-53

13-53 30 cm çapında bir kanalda 120 m/dakika hızla akan hava, kanal içindeki soğutma bölümüne 1 atmosfer basınç, 35 °C sıcaklık ve yüzde 60 bağıl nemde girmektedir. Soğutma amacıyla içinden soğuk su akan bir serpantin kullanılmaktadır (Şekil P13-53). Serpantinde akan suyun sıcaklık artışı 8 °C olmaktadır. Hava soğutma bölümünden 20 °C sıcaklıkta, doymuş olarak çıkmaktadır. (*a*) Havadan birim zamanda olan ısı geçişini, (*b*) serpantinde akan suyun debisini, (*c*) havanın soğutucudan çıkış hızını hesaplayın.

13-54 Problem 13-53'ü, havanın toplam basıncının 95 kPa olması durumunda çözün.
Çözüm: (*a*) –293.3 kJ/dakika, (*b*) 8.77 kg/dakika, (*c*) 113 m/dakika

Buharlaşmalı Soğutma

13-55K Buharlaşmalı soğutma nedir? Nemli iklimlerde uygulanabilir mi?

13-56 Hava, buharlaşmalı bir soğutucuya 1 atmosfer basınç, 36 °C sıcaklık ve yüzde 20 bağıl nemde, 10 m^3/dakika debiyle girmekte ve yüzde 90 bağıl nemde çıkmaktadır. (*a*) Havanın çıkış sıcaklığını, (*b*) buharlaşmalı soğutucuya sağlanması gereken su debisini hesaplayın.

13-57 Hava, buharlaşmalı bir soğutucuya 95 kPa basınç, 35 °C sıcaklık ve yüzde 30 bağıl nemde girmekte, doymuş halde çıkmaktadır. Havanın çıkış sıcaklığını bulun. *Çözüm:* 21.1 °C

13-58 Hava, buharlaşmalı bir soğutucuya 1 atmosfer basınç, 32 °C sıcaklık ve yüzde 30 bağıl nemde, 6 m^3/dakika debiyle girmekte ve 22 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. (*a*) Havanın çıkıştaki bağıl nemini, (*b*) havaya birim zamanda katılan su kütlesini hesaplayın.

13-59 Buharlaşmalı bir soğutucuya 1 atmosfer basınç, 29 °C sıcaklık ve yüzde 40 bağıl nemde giren havanın soğutulabileceği en düşük sıcaklık nedir? *Çözüm:* 19.3 °C

13-60 1 atmosfer basınç, 15 °C sıcaklık ve yüzde 60 bağıl nemdeki hava, 30 °C sıcaklığa ısıtıldıktan sonra, buharlaşmalı soğutucudan geçirilerek sıcaklığı 25 °C'ye düşürülmektedir. (*a*) Havanın çıkıştaki bağıl nemini, (*b*) havaya katılan su miktarını, kg H_2O/kg kuru hava olarak hesaplayın.

Hava Akışlarının Adyabatik Olarak Karıştırılması

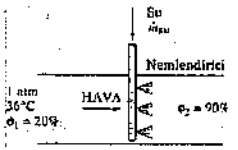
13-61K Doymamış halde iki hava akışı adyabatik olarak karıştırılmaktadır. Karıştırma işlemi sırasında bir miktar yoğuşmanın olması hangi koşullarda gerçekleşebilir?

13-62K İki hava akışının adyabatik olarak karıştırılması işlemini ele alın. Karışımın son hali, psikrometrik diyagramda iki akışın hallerini birleştiren doğru üzerinde olmak zorunda mıdır?

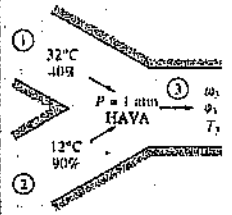
13-63 İki hava akışı sürekli ve adyabatik olarak karıştırılmaktadır. Akışlardan biri karışma bölümüne 32 °C sıcaklık, yüzde 40 bağıl nem ve 20 m^3/dakika debide, diğeri ise 12 °C sıcaklık, yüzde 90 bağıl nem ve 25 m^3/dakika debide girmektedir. Karıştırma işleminin 1 atmosfer toplam basınçta gerçekleştiğini kabul ederek, karışımın çıkış halindeki özgül nemini, bağıl nemini, kuru termometre sıcaklığını ve hacimsel debisini hesaplayın.
Çözüm: 0.0096 kg H_2O/kg kuru hava, yüzde 63.4, 20.6 °C, 45.0 m^3/dakika

13-64 Problem 13-63'ü toplam basıncın 95 kPa olması durumunda çözün.

13-65 Bir iklimlendirme işlemi sırasında, 17 °C sıcaklık ve yüzde 30 bağıl nemde olan 60 m^3/dakika hava, 30 °C sıcaklık ve yüzde 90 bağıl nemde olan 20 m^3/dakika dış havayla sürekli ve adyabatik olarak karıştırılmaktadır. Karıştırma işlemi 1 atmosfer toplam basınçta gerçekleş-



ŞEKİL P13-56



ŞEKİL P13-63

mektedir. Karışımın son haldeki, (*a*) sıcaklığını, (*b*) özgül nemini, (*c*) bağıl nemini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 20.2 °C, (*b*) 0.0085 kg H_2O/kg kuru hava, (*c*) yüzde 57.8

13-66 40 °C kuru termometre, 32 °C yaş termometre sıcaklığı olan ılık bir hava akışı, 18 °C sıcaklıkta, doymuş serin bir hava akışıyla sürekli ve adyabatik olarak karıştırılmaktadır. Ilık ve serin hava akışlarının kuru hava kütle debileri sırasıyla 8 ve 6 kg/s'dir. Karıştırma işleminin 1 atmosfer toplam basınçta gerçekleştiğini kabul ederek, karışımın son haldeki (*a*) sıcaklığını, (*b*) özgül nemini, (*c*) bağıl nemini hesaplayın.

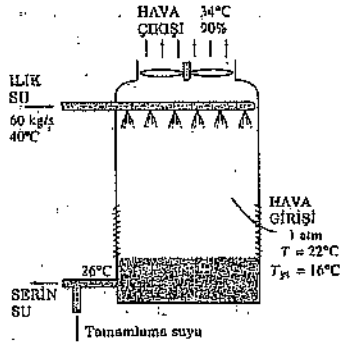
Islak Soğutma Kuleleri

13-67K Doğal çekişli ıslak soğutma kulelerinin nasıl çalıştığını açıklayın.

13-68K Püskürtme havuzu nedir? Islak soğutma kulesi ile püskürtme havuzunu etkinlik açısından karşılaştırın.

13-69 Güç santralinin yoğuşturucusundan çıkan soğutma suyu, ıslak bir soğutma kulesine 40 °C sıcaklıkta, 45 kg/s debiyle girmekte ve 25 °C sıcaklığa soğutulmaktadır. Kuleye 1 atmosfer basınç, 23 °C sıcaklık ve yüzde 60 bağıl nemde giren hava ise 32 °C sıcaklıkta doymuş halde çıkmaktadır. Fanı çalıştırmak için tüketilen gücü ihmal ederek, (*a*) havanın kuleye girişteki hacimsel debisini, (*b*) tamamlama suyunun debisini hesaplayın.

13-70 60 kg/s debisindeki su, ıslak bir soğutma kulesinde 40 °C'den 26 °C sıcaklığa soğutulmaktadır. Soğutma için kullanılan atmosferik hava, kuleye 1 atmosfer basınç, 22 °C kuru termometre, 16 °C yaş termometre sıcaklıklarında girmekte ve 34 °C sıcaklıkta, yüzde 90 bağıl nemle çıkmaktadır. Psikrometrik diyagramı kullanarak, (*a*) havanın kuleye girişteki hacimsel debisini, (*b*) tamamlama suyunun debisini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 44.9 m^3/s, (*b*) 1.16 kg/s



ŞEKİL P13-70

13-71 110 kg/s debisindeki su, ıslak bir soğutma kulesinde 40 °C'den 25 °C sıcaklığa soğutulmaktadır. Soğutma kulesi atmosfer basıncının 96 kPa olduğu bir yerde çalışmaktadır. Hava, kuleye 20 °C sıcaklıkta ve yüzde 70 bağıl nemde girmekte, 35 °C sıcaklıkta doymuş halde çıkmaktadır. Fanı çalıştırmak için gerekli gücü ihmal ederek, (*a*) Havanın kuleye giriştek hacimsel debisini, (*b*) tamamlama suyunun debisini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 73.1 m^3/s, (*b*) 2.29 kg/s

Genel Tekrar Problemleri

13-72 5 m^3 hacmindeki kapalı bir kapta 25 °C sıcaklık ve 97 kPa basınçta doymuş hava bulunmaktadır. (*a*) Kapta bulunan kuru hava kütlesini, (*b*) havanın özgül nemini, (*c*) birim kuru hava kütlesi için havanın entalpisini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 5.49 kg, (*b*) 0.0210 kg H_2O/kg kuru hava, (*c*) 78.62 kJ/kg kuru hava

13-73 105 kPa basınç, 15 °C sıcaklık ve yüzde 50 bağıl nemde hava, 30 cm çapında bir kanalda 15 m/s hızla akmaktadır. (*a*) Havanın çiğ noktası sıcaklığını, (*b*) havanın hacimsel debisini, (*c*) kuru havanın kütle debisini hesaplayın.

13-74 Hava bir soğutma ünitesine 97 kPa basınç, 35 °C sıcaklık ve yüzde 20 bağıl nemde, 12 m^3/ dakika debiyle girmekte ve yoğuşmanın başlangıç noktasına kadar soğutulmaktadır. (*a*) Havanın çıkış sıcaklığını, (*b*) soğutma ünitesinde havadan birim zamanda olan ısı geçişini hesaplayın.

13-75 10 °C sıcaklık ve yüzde 40 bağıl nemdeki dış hava bir iklimlendirme sistemine, 14 m^3/ dakika debiyle girmekte, 25 °C sıcaklık ve yüzde 55 bağıl nemde çıkmaktadır. Hava sistemde önce 22 °C sıcaklığa ısıtılmakta, daha sonra içine sıcak buhar püskürtülerek nemlendirilmektedir. Tüm işlemlerin 1 atmosfer basınçta gerçekleştiğini kabul ederek, (*a*) ısıtma bölümünde havaya birim zamanda geçen ısıyı, (*b*) nemlendirme bölümünde gereken buhar debisini hesaplayın.

13-76 30 °C sıcaklık ve yüzde 70 bağıl nemdeki hava bir iklimlendirme sisteminin soğutma bölümüne 4 m^3/dakika debiyle girmekte ve 20 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Havanın soğutulması 1 atmosfer toplam basınçta gerçekleşmektedir. Sistemde soğutma için, soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan-12, soğutma bölümüne 700 kPa basınçta ve yüzde 20 kuruluk derecesinde girmekte, doymuş buhar olarak çıkmaktadır. (*a*) Birim zamanda yoğuşan su kütlesini, (*b*) havadan birim zamanda olan ısı geçişini, (*c*) soğutucu akışkanın debisini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 0.0185 kg/dakika, (*b*) −92.5 kJ/dakika, (*c*) 0.847 kg/dakika

13-77 Problem 13-76'yı havanın toplam basıncının 95 kPa olması durumunda çözün.

13-78 Isıtma ve buharlaşmalı soğutma bölümlerinden oluşan bir iklimlendirme sistemi 1 atmosfer toplam basınçta çalışmaktadır. Hava ısıtma bölümüne 10 °C sıcaklık ve yüzde 70 bağıl nemde, 50 m^3/dakika debiyle girmekte, buharlaşmalı soğutma bölümünden 20 °C sıcaklık ve

yüzde 60 bağıl nemde çıkmaktadır. (*a*) Havanın ısıtma bölümünden çıkışta sıcaklığını ve bağıl nemini, (*b*) ısıtma bölümünde havaya birim zamanda olan ısı geçişini, (*c*) buharlaşmalı soğutucuda havaya birim zamanda eklenen su kütlesini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 28.3 °C, yüzde 23.0; (*b*) 1160 kJ/dakika, (*c*) 0.21 kg/dakika

13-79 Problem 13-78'i havanın toplam basıncının 96 kPa olması durumunda çözün.

13-80 Bir soğutma ünitesinden çıkan 13 °C sıcaklık ve yüzde 90 bağıl nemdeki hava, 34 °C sıcaklık ve yüzde 40 bağıl nemdeki dış havayla 1 atmosfer toplam basınçta karıştırılmaktadır. Çıkan karışımın bağıl neminin yüzde 60 olması istenmektedir. (*a*) Soğutma ünitesinden çıkan hava ile dış havanın, kuru hava kütle debilerinin oranını, (*b*) karışımın sıcaklığını hesaplayın. Psikrometrik diyagramı kullanın.

13-81 Doğal çekişli bir soğutma kulesinde, 50 MW atık ısı atmosfere verilmektedir. Güç santralinin soğutma suyu kuleye 42 °C sıcaklıkta girmekte ve 27 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Hava ise kuleye 1 atmosfer basınçta, 23 °C kuru, 18 °C yaş termometre sıcaklıklarında girmekte, 37 °C sıcaklıkta, doymuş halde çıkmaktadır. (*a*) Soğutma suyunun debisini, (*b*) kuleye giren havanın hacimsel debisini, (*c*) tamamlama suyunun debisini hesaplayın.

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

13-82 Kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem verildiğinde deniz düzeyindeki atmosferik havanın özeliklerini hesaplayacak bir bilgisayar programı yazın.

13-83 Kuru ve yaş termometre sıcaklıkları verildiğinde herhangi bir yüksekliktaki atmosferik havanın özeliklerini hesaplayacak bir bilgisayar programı yazın.

13-84 Büyük bir işyerinin iklimlendirmesi, tek bir merkezi sistem veya pencere tipi klima cihazlarıyla karşılanabilir. Her iki yöntem de uygulamada kullanılmaktadır ve yöntem seçimini karar aşamasında varolan koşullar belirler. Bu kararı verirken hangi kıstasların gözönüne alınması gerektiğini araştırın. Hangi durumlarda pencere tipi klima uygulamasının, hangi durumlarda merkezi sistem kullanılmasının daha uygun olacağını irdeleyin.

13-85 Yaz aylarında evinizin ısınmasına neden olan kaynakları belirleyin ve evinizin soğutma yükünü azaltmak için bu kaynakların etkilerinin nasıl azaltılabileceğini araştırın.

13-86 Elektronik olanlar da içinde olmak üzere nem ölçerler üzerinde bir araştırma yapın. Her bir cihazın üstünlüklerini ve zayıf yönlerini belirtin.

13-87 Evinizde kullanabileceğiniz basit bir buharlaşmalı soğutma sistemi tasarlayın. Su püskürtmeyi ve hava akışını nasıl sağlayacağınızı, su damlacıklarının evin içine taşınmasını nasıl önleyeceğinizi belirtin.

Kimyasal Reaksiyonlar

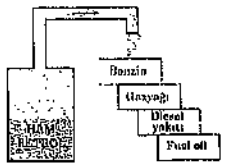
BÖLÜM 14

Önceki bölümlerde incelenen konular kimyasal reaksiyona girmeyen termodinamik sistemlerle sınırlı kaldı. Başka bir deyişle, incelenen tüm sistemlerin kimyasal bileşimleri hal değişimleri sırasında değişmedi. Hatta bu durum iki veya daha çok akışkanın kimyasal reaksiyona girmeden oluşturdukları düzgün dağılı karışımlar için de geçerliydi. Bu bölümde, bir hal değişimi sırasında kimyasal bileşimi değişen sistemler, başka bir deyişle kimyasal reaksiyona giren sistemler ele alınacaktır.

Kimyasal reaksiyona girmeyen sistemler sözkonusu olduğu zaman, sıcaklık ve basınç değişimleriyle ilişkili *duyulur iç enerji* ve faz değişimleriyle ilişkili *gizli iç enerji* gözönüne alınır. Fakat kimyasal reaksiyona giren sistemler sözkonusu olduğunda, atomlar arasında kopan ve oluşan bağlarla ilişkili kimyasal iç enerjinin de gözönüne alınması gerekir. Kimyasal reaksiyona girmeyen sistemler için geliştirilen enerjinin korunumu bağıntıları, kimyasal reaksiyonların olduğu sistemler için de geçerlidir. Fakat bu bağıntılarda sistemin kimyasal enerjisiyle ilgili düzenlemelerin yapılması gerekir.

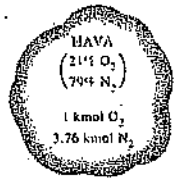
Bu bölümde özellikle, mühendislikte büyük öneme sahip bir kimyasal reaksiyon olan *yanma* üzerinde durulacaktır. Fakat geliştirilecek olan yöntemlerin herhangi bir kimyasal reaksiyona uygulanabileceği unutulmamalıdır.

Bölümde önce yakıtlar ve yanma genel olarak ele alınmaktadır. Daha sonra kimyasal reaksiyona giren sistemlere kütlenin ve enerjinin korunumu ilkeleri uygulanmaktadır. Bu çerçevede, kimyasal reaksiyona giren bir karışımın erişebileceği en yüksek sıcaklık olan, adyabatik alev sıcaklığı tanımlanmakta ve son olarak da, kimyasal reaksiyonların ikinci yasayla ilgili yönleri ele alınmaktadır.



ŞEKİL 14-1
Sıvı hidrokarbon yakıtların çoğu, ham petrolden damıtma ile elde edilir.

ŞEKİL 14-2
Yanma, yakıtın oksijenle birleştiği ve büyük miktarda enerjinin açığa çıktığı bir kimyasal reaksiyondur.



ŞEKİL 14-3
Havada her mol O_2 için 3.76 mol N_2 vardır.

14.1 ■ YAKITLAR VE YANMA

Yakıldığı zaman enerji veren herhangi bir maddeye **yakıt** adı verilir. En çok kullanılan yakıtlar temelde hidrojen ve karbondan oluşur. Bu yakıtlara hidrokarbon yakıtlar adı verilir ve C_nH_m genel formülüyle belirtilir. Her fazda hidrokarbon yakıt vardır, örnek olarak kömür, benzin ve doğal gaz verilebilir.

Kömürün ana bileşeni karbondur. Kömürde ayrıca oksijen, hidrojen, azot, kükürt, nem ve kül bulunur. Kömürün kütle analizini tam olarak belirtmek olanaksızdır, çünkü kömürün bileşimi belirli bir bölgede bile bir yöreden diğerine değişir. Sıvı hidrokarbon yakıtların birçoğu, değişik hidrokarbonların karışımı olup ham petrolden damıtma yoluyla elde edilir (Şekil 14-1). En uçucu hidrokarbonlar önce buharlaşarak benzini oluşturur. Daha az uçucu olan yakıtların damıtımı sonucunda sırayla gazyağı, diesel yakıtı ve fuel oil elde edilir. Bir yakıtın bileşimi ham petrolün kaynağına ve rafineriye bağlıdır.

Sıvı bir hidrokarbon yakıt, genellikle değişik hidrokarbonların karışımı olmasına karşın, tek bir hidrokarbon olarak gözönüne alınır. Örneğin benzin, oktan, C_8H_{18}, diesel yakıtı, dodekan, $C_{12}H_{26}$ olarak kabul edilir. Çok bilinen bir başka sıvı hidrokarbon yakıt *metanol* olarak da bilinen metil alkol, CH_3OH'dir. Metanol bazı benzinlere karıştırılır. Gaz hidrokarbon yakıt, metan ve az miktarda diğer gazlardan oluşan, doğal gazdır. Doğal gaz, hesap kolaylığı açısından bazen sadece metan, CH_4 olarak gözönüne alınır.

Yanma, yakıtın oksijenle birleştiği ve büyük miktarda enerjinin açığa çıktığı bir kimyasal reaksiyondur (Şekil 14-2). Yanma için gerekli oksijen, parasız ve her yerde bulunabilir olması bakımından, havadan sağlanır. Saf oksijen O_2, sadece kaynak ve kesme gibi havanın kullanılamayacağı bazı özel uygulamalarda kullanılır. Bu nedenle havanın bileşiminin incelenmesinde yarar vardır.

Mol oranı veya hacimsel oran olarak, kuru hava yüzde 20.9 oksijen, yüzde 78.1 azot, yüzde 0.9 argon ve az miktarda karbon dioksit, helyum, neon ve hidrojenden oluşur. Yanma işlemini çözümlerken, argon azotla birlikte düşünülür ve az miktarda bulunan diğer gazlar da ihmal edilir. Bu durumda kuru havayı oluşturan karışanların mol oranları yaklaşık yüzde 21 oksijen ve yüzde 79 azot olarak kabul edilir. Böylece, yanma işlemine giren her mol oksijenin yanında, 0.79/0.21 = 3.76 mol azot bulunur (Şekil 14-3). Başka bir anlatımla,

$$1\ \text{kmol}\ O_2 + 3.76\ \text{kmol}\ N_2 = 4.76\ \text{kmol hava} \qquad (14\text{-}1)$$

olur. Olağan yanma sıcaklıklarında azot eylemsiz (inert) bir gazdır, diğer kimyasal elementlerle reaksiyona girmez. Fakat azotun varlığı, yanma sonu halini önemli ölçüde etkiler, çünkü büyük miktarda azot yanma işlemine düşük bir sıcaklıkta girer ve yüksek bir sıcaklıkta çıkar. Yanma işleminde açığa çıkan enerjinin büyük bir bölümü, azotun sıcaklığını yükseltmek için kullanılmış olur. Bu bölümde azot tüm koşullarda eylemsiz bir gaz olarak kabul edilecektir. Fakat, çok yüksek sıcaklıklarda, azotun oksijenle birleşerek, azot oksit gibi zararlı gazlar oluşturduğu unutulmamalıdır. Çok yüksek sıcaklıkların sözkonusu olduğu içten yanmalı motorlarda az miktarda azotun oksijenle birleşmesi sonucu oluşan azot oksitler çevre kirliliğine yol açar.

Yanma odasına giren havada, gözönüne alınması gereken bir miktar su buharı da vardır. Yanma işlemlerinin birçoğunda havadaki su buharı da azot gibi eylemsiz bir gaz olarak kabul edilebilir. Fakat çok yüksek sıcaklıklarda su buharının bir bölümü H_2 ve O_2'ye, ayrıca H, O ve OH'ye ayrışır. Yanma sonu gazları, su buharının çiğ noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulduğu zaman, bir miktar su buharı yoğuşur. Çiğ noktası sıcaklığının bilinmesinin büyük önemi vardır, çünkü su damlacıkları genellikle kükürt dioksitle birleşerek, paslanmaya yol açan sülfürik asiti oluşturur.

Yanma işlemi sırasında, kimyasal reaksiyondan önce varolan maddelere **yanma işlemine girenler**, reaksiyondan sonra oluşan maddelere de **yanma işleminden çıkanlar** veya **yanma sonu ürünleri** denir (Şekil 14-4). Örneğin, 1 kmol karbonun 1 kmol oksijenle yanması sonunda karbon dioksit oluşur:

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2 \qquad (14\text{-}2)$$

Burada C ve O_2 yanma işlemine girenlerdir, çünkü yanma işleminden önce varolan maddelerdir. CO_2 ise yanma işleminden çıkan veya yanma sonu ürünüdür, çünkü yanmadan sonra oluşmaktadır. Yanma işlemine girenlerin, yanma odasında mutlaka kimyasal reaksiyona girmeleri gerekmez. Örneğin, karbon saf oksijen yerine havayla yandığı zaman, yanma denkleminin her iki tarafında N_2 bulunacaktır. Başka bir deyişle, N_2 hem yanma işlemine giren, hem de yanma işleminden çıkan bir madde veya yanma sonu ürünü olacaktır.

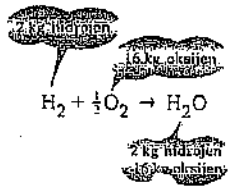
Bir yakıtın oksijenle yakın temasa getirilmesinin yanmanın başlaması için yeterli olmadığı vurgulanmalıdır. Eğer böyle olmasaydı, tüm dünya yanardı. Yanmanın başlayabilmesi için yakıtın **tutuşma sıcaklığına** getirilmesi gerekir. Bazı yakıtların atmosferik havada tutuşma sıcaklıkları şöyledir: Benzin, 260 °C; karbon, 400 °C; hidrojen 580 °C; karbon monoksit, 610 °C; metan 630 °C. Yanmanın başlayabilmesi için ayrıca yakıt ve havanın uygun oranlarda birarada bulunması gerekir. Örneğin doğal gazın hava içindeki konsantrasyonu yüzde 5'ten az, yüzde 15'ten çok olduğu zaman yanma olmaz.

Kimya derslerinden hatırlanacağı gibi, kimyasal denklemler **kütlenin korunumu ilkesine** göre dengelenirler. Bu ilke şöyle ifade edilebilir: *Bir kimyasal reaksiyon sırasında her elementin kütlesi sabit kalır* (Şekil 14-5). Başka bir deyişle, reaksiyon denkleminin sağ tarafındaki (çıkanlar) her elementin toplam kütlesi, o elementin denklemin sol tarafındaki (girenler) toplam kütlesine eşit olmak zorundadır. Bir elementin denklemin her iki tarafında da değişik bileşimlerde bulunabileceği not edilmelidir. Ayrıca bir kimyasal reaksiyon sırasında, her elementin toplam atom miktarı da değişmez, çünkü elementin atom miktarı, toplam kütlesini atomik kütlesine bölerek elde edilir.

Örnek olarak 14-2 numaralı denklem ele alınsın. Yanma işlemine girenler karbon ve oksijen elementleri, yanma işleminden çıkan karbon dioksit bileşimi olmasına karşın, denklemin her iki tarafında, 12 kg karbon ve 32 kg oksijen vardır. Ayrıca yanma işlemine girenlerin toplam kütlesi (44 kg), yanma sonu ürünlerinin toplam kütlesine eşittir. (Çok fazla hassaslık gerekmiyorsa, mol kütleleri genellikle en yakın tamsayıya yuvarlatılır.) Bununla birlikte, yanma işlemine girenlerin toplam mol miktarının (2 kmol), yanma sonu ürünlerinin toplam mol miktarından (1 kmol) farklı olduğu vurgulanmalıdır. Başka bir deyişle, *kimyasal reaksiyon sırasında mol miktarının korunumu sözkonusu değildir.*

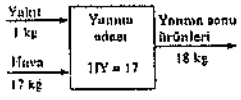
ŞEKİL 14-4

Sürekli akışlı bir yanma işleminde yanma odasına giren karışanlara yanma işlemine girenler, çıkan karışanlara ise yanma işleminden çıkanlar veya yanma sonu ürünleri denir.



ŞEKİL 14-5

Her elementin kütlesi (veya atom miktarı) bir kimyasal reaksiyon sırasında sabit kalır.



ŞEKİL 14-6

Hava yakıt oranı (HY), bir yanma işleminde birim yakıt kütlesi için kullanılan hava kütlesidir.

ŞEKİL 14-7

Örnek 14-1'in genel çizimi.

Hava ve yakıtın miktarlarını belirlemek için yanma işlemlerinde sıkça kullanılan bir büyüklük **hava yakıt oranıdır** (HY). Genellikle kütlesel olarak ifade edilir ve bir yanma işleminde *hava kütlesinin yakıt kütlesine oranı* diye tanımlanır (Şekil 14-6). Başka bir anlatımla,

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} \qquad (14\text{-}3)$$

şeklinde yazılabilir. Bir maddenin kütlesi m ile mol miktarı n arasındaki ilişki, $m = nM$ bağıntısıyla verilir. Burada M, mol kütlesidir.

Hava yakıt oranı, mol miktarı esas alınarak da ifade edilebilir ve bu durumda havanın mol miktarının yakıtın mol miktarına oranı olur. Fakat bu kitapta daha çok kütleye dayalı tanım kullanılacaktır. Hava yakıt oranının tersi **yakıt hava oranı** diye adlandırılır.

ÖRNEK 14-1

Bir kmol Oktan (C_8H_{18}), Şekil 14-7'de gösterildiği gibi, içinde 20 kmol oksijen bulunan havayla yakılmaktadır. Yanma sonu ürünleri arasında sadece CO_2, H_2O, O_2 ve N_2 bulunduğunu kabul ederek, yanma sonu ürünlerinin mol miktarlarını ve yanma işleminin hava yakıt oranını hesaplayın.

Çözüm Yanma işleminin kimyasal denklemi aşağıda gösterildiği gibidir:

$$C_8H_{18} + 20(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow xCO_2 + yH_2O + zO_2 + wN_2$$

Parantez içindeki terimler kuru havanın bileşimini göstermektedir. x, y, z ve w ise yanma sonu ürünlerinin bilinmeyen mol miktarlarıdır. Bilinmeyenler, her elemente kütlenin korunumu ilkesini uygulayarak bulunur; başka bir deyişle, her elementin yanma işleminden çıkanlar içindeki toplam kütlesi veya mol miktarı, yanma işlemine girenler içindeki toplam kütlesi veya mol miktarına eşit olmak zorundadır:

C: $\quad 8 = x \longrightarrow x = 8$

H: $\quad 18 = 2y \longrightarrow y = 9$

O: $\quad 40 = 2x + y + 2z \longrightarrow z = 7.5$

N_2: $\quad (20)(3.76) = w \longrightarrow w = 75.2$

Bu değerler yukarıda verilen denklemde yerine konursa,

$$C_8H_{18} + 20(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 8\,CO_2 + 9\,H_2O + 7.5\,O_2 + 75.2\,N_2$$

elde edilir. Bu denklemdeki 20 katsayısının havanın değil oksijenin mol miktarını belirttiği vurgulanmalıdır. Havanın mol miktarı 20 kmol oksijene $20 \times 3.76 = 75.2$ kmol azotu ekleyerek bulunur. Bu değer 95.2 kmol'dür. Hava yakıt oranı (HY), hava kütlesini yakıt kütlesine bölerek hesaplanır (Denklem 14-3):

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} = \frac{(nM)_{hava}}{(nM)_C + (nM)_{H_2}}$$

$$= \frac{(20 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{(8 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol}) + (9 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})}$$

$$= 24.2 \text{ kg hava/kg yakıt}$$

Bu sonuç, yanma işlemi sırasında yakılan her kg yakıt için 24.2 kg hava kullanıldığını göstermektedir.

14-2 ■ TEORİK VE GERÇEK YANMA İŞLEMLERİ

Bir yanma işleminde, yanmanın tam olduğunu kabul ederek yapılan çözümlemenin sağladığı bazı bilgiler vardır. Yanma işlemi sırasında, eğer yakıt içindeki karbonun tümü CO_2'ye, hidrojenin tümü H_2O'ya ve varsa kükürtün tümü SO_2'ye dönüşüyorsa, yanma tamdır. Başka bir deyişle, yakıt içinde bulunan yanabilecek tüm bileşenler tam olarak yanarlar (Şekil 14-8). Yanma sonu ürünleri arasında yanmamış yakıt veya C, H_2, CO ve OH gibi bileşenler varsa yanma işlemi tam değildir.

Yanma için yeterli oksijenin bulunmaması, yanmanın tam olmamasının açık nedenlerinden biridir, fakat tek nedeni değildir. Hatta yanma odasında tam yanma için gerekli oksijenden daha çoğunun bulunduğu durumlarda bile, yanma tam olmayabilir. Bunun nedenlerinden biri, yakıtın ve oksijenin birarada olduğu süre içinde yeterince karışamamasıdır. Yanmanın tam olmamasının bir başka nedeni de yüksek sıcaklıklarda önem kazanan ayrışmadır.

Hidrojen atomlarının oksijen atomlarını çekim kuvveti, karbon atomlarına oranla daha büyüktür. Bu nedenle yakıt içindeki hidrojen, ortamda tam yanma için gerekli oksijenden daha az oksijen bulunsa bile, tümüyle H_2O'ya dönüşür. Buna karşılık karbonun bir bölümü yanma sonu ürünleri arasında CO veya C parçacıkları olarak görülür.

Bir yakıtın tam olarak yanması için gerekli en az hava miktarına, **stokiometrik veya teorik hava** adı verilir. Böylece bir yakıt teorik havayla tam olarak yandığı zaman yanma sonu ürünleri arasında serbest oksijen bulunmaz. Teorik hava aynı zamanda *kimyasal olarak gerekli hava miktarı* veya yüzde 100 teorik hava diye de adlandırılır. Teorik havadan daha az havayla gerçekleşen bir yanma işleminin tam olması mümkün değildir. Yakıtın teorik havayla tam olarak yandığı ideal bir yanma işlemi, yakıtın **stokiometrik veya teorik yanması** diye bilinir. Örneğin metanın teorik yanması aşağıda gösterildiği gibidir (Şekil 14-9):

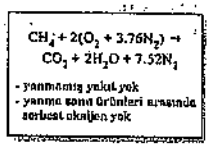
$$CH_4 + 2(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow CO_2 + 2H_2O + 7.52N_2$$

Dikkat edilirse yanma sonu ürünleri arasında yanmamış metan ve C, H_2, CO, OH veya serbest O_2 yoktur.

Gerçek yanma işlemlerinde yanmanın tama yakın olmasını sağlamak veya çıkış sıcaklığını belirli bir düzeyde tutabilmek için, genellikle stokiometrik miktardan daha fazla hava kullanılır. Stokiometrik miktarın üzerinde olan hava miktarına **fazla hava** adı verilir. Fazla hava genellikle, stokiometrik hava esas alınarak, fazla hava yüzdesi veya teorik hava yüzdesi olarak ifade edilir. Örneğin, yüzde 50 fazla hava, yüzde 150 teorik hava ve yüzde 200 fazla hava, yüzde 300 teorik hava anlamına gelir. Doğal olarak stokiometrik miktarda hava, yüzde 0 fazla hava veya yüzde 100 teorik hava demektir. Stokiometrik miktardan daha az hava, **eksik hava** diye nitelenir ve **eksik hava yüzdesi** olarak ifade edilir. Örneğin yüzde 90 teorik hava ve yüzde 10 eksik hava aynı miktarı belirtir. Yanma işleminde kullanılan hava miktarı, **hava fazlalık katsayısı** ile de gösterilebilir. Hava fazlalık katsayısı, gerçek hava yakıt oranının stokiometrik hava yakıt oranına bölerek bulunur.

Yanma işleminde kullanılan yakıt ve hava miktarları biliniyorsa, ayrıca yanma tam kabul edilebilirse, yanma sonu ürünlerinin oranları-

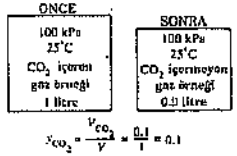
ŞEKİL 14-8
Yakıt içinde bulunan yanabilecek tüm bileşenler tam olarak yandığı zaman yanma tamdır.



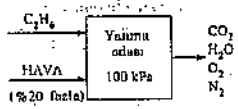
ŞEKİL 14-9
Yanma sonu ürünleri arasında serbest oksijenin olmadığı tam yanma teorik yanma diye bilinir.

nın hesaplanması daha kolay olur. Bu durumda, hiçbir ölçüme gerek kalmadan, yanma denkleminde yer alan her elemente kütlenin korunumu denklemini uygulamak yeterlidir. Gerçek bir yanma işleminde ise yanma sonu ürünlerinin miktarlarının belirlenmesi daha zordur. Herşeyden önce, gerçek yanma işlemleri, fazla havanın olması durumunda bile tam değildir. Bu nedenle yanma sonu ürünlerini sadece kütlenin korunumu ilkesine göre belirlemek olanaksızdır. Bu durumda kalan tek seçenek, yanma sonu ürünlerinin miktarlarını doğrudan ölçmektir.

Yanma sonu ürünlerinin analizi genellikle **Orsat** cihazı ile yapılır. Bu cihazda yanma sonu ürünlerinin bir örneği alınır, oda sıcaklık ve basıncına soğutularak hacmi ölçülür. Örnek daha sonra CO_2'yi soğuran bir kimyasal maddeyle birarada getirilir. Geri kalan gazlar yeniden oda sıcaklığı ve basıncına getirilerek kapladıkları hacim ölçülür. Hacimdeki azalmanın, önceki hacme oranı, CO_2'nin yanma sonu ürünleri içindeki hacimsel oranıdır. Mükemmel gaz davranışı kabul edilirse, bu aynı zamanda CO_2'nin mol oranıdır (Şekil 14-10). Diğer gazların hacimsel oranları da yukarıdaki işlemi tekrarlayarak bulunur. Orsat analizinde gaz örneği her zaman su üzerinde toplanır ve karışım doymuş haldedir. Bu nedenle suyun buhar basıncı tüm deney süresince sabit kalır. Böylece deney odasında su buharının varlığı gözardı edilebilir ve sonuçlar kuru esasa göre verilir. Yanma sırasında oluşan H_2O, her zaman yanma denkleminin dengelenmesiyle bulunabilir.



ŞEKİL 14-10
Orsat cihazıyla, yanma sonu ürünleri içinde CO_2'nin mol oranının belirlenmesi.



ŞEKİL 14-11
Örnek 14-2'nin genel çizimi.

ÖRNEK 14-2

Etan (C_2H_6), Şekil 14-11'de gösterildiği gibi, bir yanma işlemi sırasında yüzde 20 fazla havayla yanmaktadır. Yanmanın tam ve toplam basıncın 100 kPa olduğunu kabul ederek, (*a*) hava-yakıt oranını, (*b*) yanma sonu ürünlerinin çiğ noktası sıcaklığını hesaplayın.

Çözüm Etanın tam olarak yandığı verilmektedir. Bu nedenle yanma sonu ürünleri arasında sadece CO_2, H_2O, N_2 ve kullanılmamış O_2 bulunacaktır. Buna göre yanma denklemi aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$C_2H_6 + 1.2a(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 2CO_2 + 3H_2O + 0.2aO_2 + (1.2 \times 3.76)aN_2$$

Burada *a* hava için stokiometrik katsayıdır. Yüzde 20 fazla hava, denklemde *a* yerine 1.2*a* yazarak kendiliğinden hesaba katılmıştır. Oksijenin stokiometrik miktarı (aO_2) yakıtla reaksiyona girecek, fakat fazla oksijen ($0.2aO_2$) yanma sonu ürünleri arasında kullanılmamış O_2 olarak görünecektir. N_2'nin katsayılarının denklemin her iki tarafında aynı değere sahip oldukları not edilmelidir. Ayrıca, C ve H_2'nin dengelenmeleri veya başka bir deyişle kütlelerinin korunumu ise, çok açık olduğu için yanma denklemini yazarken doğrudan yapılmıştır. *a* katsayısı O_2'nin dengelenmesiyle hesaplanır:

$$O_2: \quad 1.2a = 2 + 1.5 + 0.2a \longrightarrow a = 3.5$$

Bu değer yanma denkleminde yerine konursa,

$$C_2H_6 + 4.2(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 2CO_2 + 3H_2O + 0.7O_2 + 15.79N_2$$

elde edilir.

(a) Hava yakıt oranı havanın kütlesini yakıtın kütlesine bölerek bulunur (Denklem 14-3):

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} = \frac{(4.2 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{(2 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol}) + (3 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})}$$

$$= 19.3 \text{ kg hava/kg yakıt}$$

Bu sonuç, yanma işlemi sırasında yanan her kilogram yakıt için 19.3 kg hava sağlandığını göstermektedir.

(b) Yanma sonu ürünlerinin çiğ noktası, yanma sonu ürünleri soğutulduğu zaman, içindeki su buharının yoğuşmaya başladığı sıcaklıktır. 13. Bölümde, bir gaz-buhar karışımının çiğ noktasının, karışımdaki su buharının kısmi basıncına karşı gelen doyma sıcaklığı olduğu açıklanmıştı. Bu nedenle öncelikle yanma sonu ürünleri içinde su buharının kısmi basıncı P_u'nin bulunması gerekir. Yanma sonu gazları mükemmel bir gaz karışımı gibi ele alınırsa,

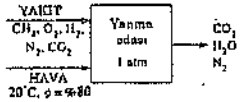
$$P_u = \left(\frac{n_u}{n_{yiç}}\right)(P_{yiç}) = \left(\frac{3 \text{ kmol}}{21.49 \text{ kmol}}\right)(100 \text{ kPa}) = 13.96 \text{ kPa}$$

bulunur. Böylece aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$T_{çy} = T_{doyma,\ 13.96\ kPa} = 52.3\ ^\circ\text{C} \qquad \text{(Tablo A-5)}$$

ÖRNEK 14-3

Bir doğal gazın hacimsel analizi şu sonucu vermiştir: yüzde 72 CH_4, yüzde 9 H_2, yüzde 14 N_2, yüzde 2 O_2 ve yüzde 3 CO_2. Bu gaz, Şekil 14-12'de gösterildiği gibi, 20 °C sıcaklık, 1 atmosfer basınç ve yüzde 80 bağıl nemde, stokiometrik miktarda havayla yakılmaktadır. Yanmanın tam ve toplam basıncın 1 atmosfer olduğunu kabul ederek, yanma sonu ürünlerinin çiğ noktası sıcaklığını hesaplayın.



ŞEKİL 14-12
Örnek 14-3'ün genel çizimi.

Çözüm Yanmanın tam olduğu kabul edilmiştir, bu nedenle yakıttaki karbonun tümü CO_2'ye, hidrojenin tümü ise H_2O'ya dönüşecektir. Ayrıca yakıt stokiometrik miktarda havayla yandığı için, yanma sonu ürünleri arasında serbest O_2 bulunmayacaktır. Havada bulunan nem kimyasal reaksiyona girmediği için, yanma sonu ürünleri arasında fazladan H_2O olarak görünecektir. Bu nedenle, kolaylık sağlamak amacıyla kimyasal denklem kuru hava esasına göre dengelenecek, daha sonra her iki tarafa da nem (su buharı) eklenecektir. Bir kmol yakıt gözönüne alınırsa,

$$\overbrace{(0.72CH_4 + 0.09H_2 + 0.14N_2 + 0.02O_2 + 0.03CO_2)}^{\text{yakıt}} + \overbrace{a(O_2 + 3.76N_2)}^{\text{kuru hava}} \longrightarrow xCO_2 + yH_2O + zN_2$$

olur. Bu denklemdeki bilinmeyen katsayılar, elementlerin kütle dengelemesiyle hesaplanır:

C: $\quad 0.72 + 0.03 = x \longrightarrow x = 0.75$

H: $\quad 0.72 \times 4 + 0.09 \times 2 = 2y \longrightarrow y = 1.53$

O_2: $\quad 0.02 + 0.03 + a = x + \frac{y}{2} \longrightarrow a = 1.465$

N_2: $\quad 0.14 + 3.76a = z \longrightarrow z = 5.648$

Şimdi sıra, $4.76a = (4.76)(1.465) = 6.97$ kmol kuru havayla yanma işlemine giren nemin belirlenmesindedir. Havadaki su buharının (nemin) kısmi basıncı, bağıl nem bilindiği için bulunabilir:

$$P_{u,\,hava} = \phi_{hava} P_{doyma,\ 20\,^\circ\text{C}} = (0.80)(2.339 \text{ kPa}) = 1.871 \text{ kPa}$$

Mükemmel gaz kabulüyle, havadaki su buharının mol miktarı $n_{u,\,hava}$ hesaplanabilir:

$$n_{u,\,hava} = \left(\frac{P_{u,\,hava}}{P_{toplam}}\right) n_{toplam} = \left(\frac{1.871 \text{ kPa}}{101.325 \text{ kPa}}\right)(6.97 + n_{u,\,hava})$$

Bu denklem çözülürse,

$$n_{u,\,hava} = 0.131 \text{ kmol}$$

bulunur. Dengelenmiş yanma denklemi, bulunan katsayıları yerlerine koyarak ve denklemin her iki tarafına 0.131 kmol H_2O ekleyerek yeniden yazılırsa,

$$\overbrace{(0.72CH_4 + 0.09H_2 + 0.14N_2 + 0.02O_2 + 0.03CO_2)}^{\text{yakıt}} + \overbrace{1.465(O_2 + 3.76N_2)}^{\text{kuru hava}} + \overbrace{0.131H_2O}^{\text{nem}} \longrightarrow 0.75CO_2 + \overbrace{1.661H_2O}^{\text{nemle birlikte}} + 5.648N_2$$

elde edilir. Yanma sonu ürünlerinin çiğ noktası sıcaklığı, yanma sonu ürünlerinin sabit basınçta soğutulması durumunda yoğuşmanın başlayacağı sıcaklıktır. Gene mükemmel gaz kabulü yapılarak, yanma sonu ürünleri içindeki su buharının kısmi basıncı bulunabilir:

$$P_{u,\,yso} = \left(\frac{n_{u,\,yso}}{n_{yso}}\right) P_{yso} = \left(\frac{1.661 \text{ kmol}}{8.059 \text{ kmol}}\right)(101.325 \text{ kPa}) = 20.88 \text{ kPa}$$

Böylece, $\quad T_{çy} = T_{doyma,\ 20.88\ kPa} = 60.9\ ^\circ\text{C}$

bulunur. Yanma işlemi nemli hava yerine kuru havayla gerçekleşmiş olsaydı, yanma sonu ürünleri daha az su buharı içerecek ve çiğ noktası sıcaklığı bu durumda 59.5 °C olacaktı.

ŞEKİL 14-13
Örnek 14-4'ün genel çizimi.

ÖRNEK 14-4

Oktan (C_8H_{18}) kuru havayla yanmaktadır. Yanma sonu ürünlerinin kuru analiz sonuçları aşağıda verilmiştir (Şekil 14-13):

CO_2:	yüzde 10.02
O_2:	yüzde 5.62
CO:	yüzde 0.88
N_2:	yüzde 83.48

(a) Hava yakıt oranını, (b) teorik hava yüzdesini, (c) yanma sonu ürünleri 100 kPa toplam basınçta 25 °C sıcaklığa soğutulduğu zaman yoğuşacak su buharının toplam su buharına oranını hesaplayın.

Çözüm Bu problemde yanma sonu ürünlerinin hacimsel oranları verilmektedir, fakat yanma işleminde ne kadar yakıt veya hava kullanıldığı bilinmemektedir. Bu değerler kütle dengesinden bulunabilir. Yanma sonu ürünleri mükemmel gaz kabul edilirse, hacimsel oranlar mol oranlarına eşit olacaktır. Hesap

kolaylığı açısından, 100 kmol kuru yanma sonu ürünü gözönüne alınırsa, yanma denklemi aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir:

$$xC_8H_{18} + a(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 10.02CO_2 + 0.88\,CO + 5.62O_2 + 83.48N_2 + bH_2O$$

Bilinmeyen katsayılar x, a ve b kütle dengesinden bulunur:

N_2: $3.76a = 83.48 \longrightarrow a = 22.20$

C: $8x = 10.02 + 0.88 \longrightarrow x = 1.36$

H: $18x = 2b \longrightarrow b = 12.24$

(Sağlama) O_2: $a = 10.02 + 0.44 + 5.62 + \frac{b}{2} \longrightarrow 22.20 = 22.20$

Bulunan katsayılar yanma denkleminde yerine konursa,

$$1.36C_8H_{18} + 22.2(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 10.02CO_2 + 0.88CO + 5.62O_2 + 83.48N_2 + 12.24\,H_2O$$

elde edilir. 1 kmol yakıt için yanma denklemi, yukarıdaki denklemi 1.36 ile bölerek bulunur:

$$C_8H_{18} + 16.32(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 7.37CO_2 + 0.65CO + 4.13O_2 + 61.38N_2 + 9H_2O$$

(*a*) Hava yakıt oranı, havanın kütlesini yakıtın kütlesine bölerek hesaplanır (Denklem 14-3):

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} = \frac{(16.32 \times 4.76\ kmol)(29\ kg/kmol)}{(8\ kmol)(12\ kg/kmol) + (9\ kmol)(2\ kg/kmol)} = 19.76\ kg\ hava/kg\ yakıt$$

(*b*) Teorik hava yüzdesini bulmak için, önce teorik hava miktarını bulmak gereklidir. Bu değer yakıtın teorik yanma denkleminden elde edilir:

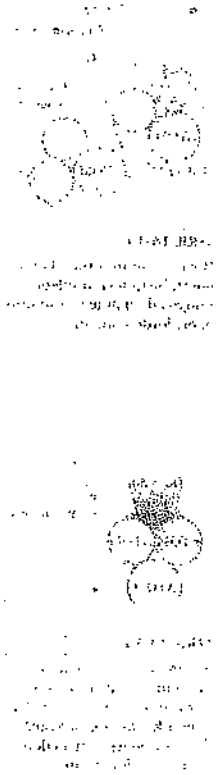
$$C_8H_{18} + a(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 3.76aN_2$$

O_2: $a = 8 + 4.5 \longrightarrow a = 12.5$

Böylece, $$\text{Teorik hava yüzdesi} = \frac{m_{hava,\,gerçek}}{m_{hava,\,teorik}} = \frac{n_{hava,\,gerçek}}{n_{hava,\,teorik}} = \frac{(16.32)(4.76)\ kmol}{(12.50)(4.76)\ kmol} = \text{yüzde } 131$$

olur. Başka bir deyişle, yanma işlemi sırasında yüzde 31 fazla hava kullanılmıştır. Dikkat edilirse, tam yanma için gerekenden daha fazla O_2 bulunmasına karşın, yanma sırasında karbonun bir bölümü karbon monoksite dönüşmüştür.

(*c*) Yanan her kmol yakıt için, 9 kmol H_2O da içinde olmak üzere, 7.37 + 0.65 + 4.13 + 61.38 + 9 = 82.53 kmol yanma sonu ürünleri oluşmaktadır. Çiğ noktası sıcaklığının 25 °C'nin üzerinde olduğu varsayılırsa, yanma sonu ürünleri 25 °C sıcaklığa soğutulurken bir miktar su buharı yoğuşacaktır. Eğer n_{su}, kmol H_2O yoğuşursa, yanma sonu ürünleri içinde $9 - n_{su}$ kmol su buharı kalacaktır. Gaz fazındaki yanma sonu ürünlerinin toplam mol miktarı da $82.53 - n_{su}$ değerine düşecektir. Su buharı da içinde olmak üzere, gaz fazındaki yanma sonu ürünleri mükemmel gaz kabul edilirse, yoğuşan suyun mol



miktarı n_{su}, su buharının mol oranını, kısmi basıncın toplam basınca oranına eşitleyerek hesaplanabilir:

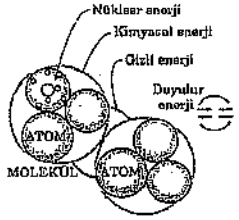
$$\frac{n_v}{n_{ysö}} = \frac{P_v}{P_{ysö}}$$

$$\frac{9 - n_{su}}{82.53 - n_{su}} = \frac{3.169\ kPa}{100\ kPa} \longrightarrow n_{su} = 6.59\ kmol$$

Burada v indisi su buharını, ysö gaz fazındaki yanma sonu ürünlerini göstermektedir. Ayrıca, $P_v = P_{doyma,\,25°C} = 3.169$ kPa olmaktadır. Bu nedenle, yanma sonu ürünleri içindeki su buharının büyük bir bölümü (yüzde 73), yanma sonu ürünleri 25 °C sıcaklığa soğutulurken, yoğuşacaktır.

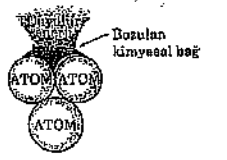
14-3 ■ OLUŞUM ENTALPİSİ VE YANMA ENTALPİSİ

Birinci bölümde, bir sistemin moleküllerinin, bulundukları halle ilgili *duyulur enerji ve gizli enerji*, molekül yapılarıyla ilgili *kimyasal enerji* ve atom yapılarıyla ilgili *nükleer enerji* gibi değişik biçimlerde enerjiye sahip oldukları belirtilmişti (Şekil 14-14). Nükleer enerji bu kitapta incelenen problemlerin kapsamı dışındadır. Bu bölüme kadar incelenen sistemlerin kimyasal yapılarında bir değişiklik sözkonusu olmadığı için, kimyasal enerji de gözardı edilmişti. Bu nedenle sadece duyulur ve gizli enerjiler hesaplarda gözönüne alınmıştı.



ŞEKİL 14-14
Bir maddenin mikroskopik enerji biçimleri, nükleer, kimyasal, gizli iç ve duyulur enerjilerden oluşur.

Bir kimyasal reaksiyon sırasında moleküllerin atomları arasındaki bağlar bozulur ve yerlerine yenileri oluşur. Bu bağlarla ilişkili olan kimyasal enerji genellikle yanma işlemine giren ve yanma işleminden çıkan maddeler için farklıdır. Bu nedenle, içinde bir kimyasal reaksiyonun gerçekleştiği hal değişiminde, enerji korunumunda gözönüne alınması gerekten kimyasal enerjiler sözkonusu olur (Şekil 14-15). Atomlarda herhangi bir yapısal değişimin olmadığı, başka bir deyişle nükleer reaksiyonların olmadığı kabul edilir, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri yok sayılırsa, kimyasal reaksiyon sırasında bir sistemin enerji değişimi hal değişimi ve kimyasal bileşimindeki değişimle ilişkili olacaktır. Başka bir anlatımla,



ŞEKİL 14-15
Yanma işlemi sırasında, varolan kimyasal bağlar bozulup yenileri oluşurken, genellikle büyük miktarda duyulur enerji açığa çıkar veya çevreden alınır.

$$\Delta E_{sistem} = \Delta E_{hal} + \Delta E_{kimyasal} \qquad (14\text{-}4)$$

olur. Eğer yanma sonu ürünleri yanma odasından, yanma işlemine girenlerin halinde çıkarlarsa, $\Delta E_{hal} = 0$ olur ve sistemin enerji değişimi, sadece kimyasal bileşimin değişmesinden kaynaklanır.

Termodinamikte, sistemin belirli hallerdeki enerjisinden çok, bir hal değişimi sırasındaki enerji *değişimi* ile ilgilenriz. Bu nedenle, belirli bir hal referans hali olarak seçilip, maddenin bu haldeki iç enerji ve entalpisine sıfır değeri atanabilir. Eğer hal değişimi sırasında bir kimyasal reaksiyon olmuyorsa, seçilen referans halinin sonuçlara hiçbir etkisi olmaz. Fakat hal değişimi sırasında kimyasal reaksiyonlar oluyorsa, sistemin ilk haldeki kimyasal bileşimiyle son haldeki kimyasal bileşimi farklıdır. Bu durumda tüm maddeler için standart bir referans halinin belirlenmesi gerekir. Bu hal, **standart referans hali** diye bilinen 25 °C ve 1 atmosferdir. Standart referans halindeki özellik değerleri, h° ve u° gibi, "°" üssüyle gösterilir.

Kimyasal reaksiyona giren sistemler çözümlenirken, standart referans haline göre verilen özellik değerleri kullanılmalıdır. Fakat bu amaçla yeni özellik tabloları hazırlamak gerekmez. Varolan tabloları, verilen haldeki özellik değerlerinden, standart referans halindeki değerleri çıkararak kullanabiliriz. Örneğin N_2'nin standart referans haline göre 500 K sıcaklıktaki mükemmel gaz entalpisi, $\bar{h}_{500\,K} - \bar{h}^\circ = 14581 - 8669 = 5912$ kJ/kmol olur.

CO_2'nin, sürekli akışlı bir yanma işlemiyle elementlerinden, başka bir deyişle karbon ve oksijenden oluşumu incelensin (Şekil 14-16). Karbon ve oksijen yanma odasına 25 °C sıcaklıkta ve 1 atmosfer basınçta girmekte ve bu işlemde oluşan CO_2 yanma odasından gene 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta çıkmaktadır. Karbonun yanması *ekzotermik bir reaksiyon*dur, başka bir deyişle, yanma işlemi sırasında kimyasal enerji ısıl enerji olarak açığa çıkar. Bu nedenle, yanma işlemi sırasında yanma odasından çevreye ısı geçişi olur. Isı geçişinin sayısal değeri, oluşan her kmol CO_2 için 393 520 kJ/kmol'dür. Kimyasal reaksiyonlar sözkonusu olduğu zaman büyüklükleri birim zaman yerine birim kmol için ifade etmek daha elverişlidir, sürekli akışlı hal değişimlerinde bile uygulama bu yöndedir.

Yukarıda incelenen açık sistemde iş etkileşimi yoktur. Bu nedenle sürekli akışlı yanma işlemi sırasında çevreye olan ısı geçişi, açık sistem için enerji korunumu denkleminden, aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Q = H_{yiç} - H_{yiğ} = -393\,520 \text{ kJ/kmol} \qquad (14\text{-}5)$$

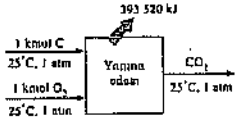
Yanma işlemine girenler ve yanma işleminden çıkanlar aynı halde oldukalarına göre, bu işlem sırasında olan entalpi değişimi sadece sistemin kimyasal bileşiminde olan değişikliklerin sonucudur. Bu entalpi değişimi değişik reaksiyonlar için farklıdır, bu nedenle bir reaksiyon sırasında gerçekleşen kimyasal enerji değişimini ifade eden bir büyüklüğün tanımlanmasında yarar vardır. Bu büyüklük, **reaksiyon entalpisi** h_R olup, *reaksiyonun tam olması durumunda, verilen bir halde reaksiyondan çıkanların toplam entalpisiyle, aynı halde bulunan reaksiyona girenlerin toplam entalpisi arasındaki fark* şeklinde tanımlanmıştır (Şekil 14-17).

Yanma işlemleri için reaksiyon entalpisi, genellikle yanma entalpisi $\bar{h}_C$ diye adlandırılır. Yanma entalpisi, belirli bir basınç ve sıcaklıkta, 1 kmol (veya 1 kg) yakıtın sürekli akışlı bir açık sistemde yanması sonunda açığa çıkan ısıl enerjiye eşittir ve aşağıdaki bağıntıyla gösterilebilir:

$$\bar{h}_C = H_{yiç} - H_{yiğ} \qquad (14\text{-}6)$$

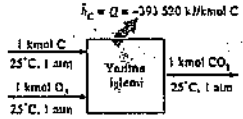
Karbon (C) için bu değer, standart referans halinde, –393 520 kJ/kmol'dür. Belirli bir yakıtın yanma entalpisi, değişik sıcaklıklarda ve basınçlarda farklı değerlere sahip olacaktır. Çeşitli yakıtların, standart referans hali olan 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki $\bar{h}_C$ değerleri Tablo A-27'de verilmiştir.

Yanma entalpisi, açıkça görüldüğü gibi, yakıtların yanma işlemlerini çözümlemek için kullanılabilecek yararlı bir özelliktir. Fakat o kadar çok yakıt ve yakıt karışımı vardır ki, tümü için $\bar{h}_C$ değerlerinin listelenmesi pratik değildir. Ayrıca, yanma tam olmadığı zaman, yanma entalpisinin bilinmesinin pek bir yararı yoktur. Bu nedenle, daha uygun bir yaklaşım, her elementin veya bileşiğin, verilen bir referans halinde kimyasal enerjisini ifade eden temel bir özeliğin tanımlanmasıdır. Bu özelik **oluşum veya formasyon entalpisi** $\bar{h}_f$'dir. Oluşum entalpisi, *belirli bir halde bulunan bir maddenin, kimyasal bileşiminden kaynaklanan entalpisi* olarak açıklanabilir.



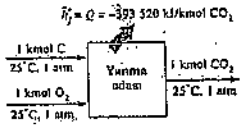
ŞEKİL 14-16

25 °C sıcaklık ve 1 atm basınçta sürekli akışlı bir yanma işlemi sırasında CO_2'nin oluşumu.



ŞEKİL 14-17

Yanma entalpisi, yakıtın belirli bir halde gerçekleşen sürekli akışlı yanması sırasında açığa çıkan enerjiye eşittir.



ŞEKİL 14-18

Bir bileşiğin oluşum entalpisi, bileşiğin kararlı elementlerinden sürekli akışlı açık bir sistemde oluşumu sırasında, çevreye verilen veya çevreden alınan ısıl enerjiye eşittir.

Bir başlangıç noktası olarak, O_2, N_2, H_2 ve C gibi tüm kararlı elementlerin oluşum entalpileri, standart referans hali olan 25 °C ve 1 atmosferde sıfır alınır. Başka bir deyişle, tüm kararlı elementler için $\bar{h}_f^\circ = 0$ olur. Bu işlemin 0.01 °C sıcaklıktu, doymuş sıvı hulinde bulunan suya sıfır iç enerji değeri atanmasından farklı olmadığı not edilmelidir. *Kararlı* elementin ne anlama geldiği konusunda bir açıklama gereklidir. Bir elementin kararlı biçimi, o elementin 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta kimyasal bakımdan kararlı olan biçimidir. Örneğin azot, 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta çift atomlu (N_2) biçimindedir. Bu nedenle azotun standart referans halinde, kararlı biçimi tek atomlu azot N değil, çift atomlu azot N_2'dir. Bir element 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta birden çok kararlı biçimde bulunabiliyorsa, bunlardan birinin kararlı biçim olarak belirtilmesi gerekir. Örneğin karbonun, standart referans halindeki kararlı biçimi elmas değil, grafit olarak alınır.

Bir bileşik olan CO_2'nin, 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta gerçekleşen sürekli akışlı bir yanma işleminde, elementlerinden (C ve O_2) oluşumu yeniden incelensin. Bu işlem sırasındaki entalpi değişimi Denklem 14-5'le verilmişti:

$$H_{yiç} - H_{yiğ} = -393\,520 \text{ kJ/kmol}$$

Fakat, $H_{yiğ} = 0$'dır, çünkü yanma işlemine girenlerin her ikisi de element olup standart referans halindedirler. Yanma işleminden çıkanlar ise sadece aynı halde bulunan 1 kmol CO_2'dir. Bu nedenle CO_2'nin standart referans halindeki oluşum entalpisi, –393 520 kJ/kmol'dür (Şekil 14-18). Bunu aşağıda gösterildiği gibi ifade edebiliriz:

$$\bar{h}_{f,CO_2}^\circ = -393\,520 \text{ kJ/kmol}$$

Değerin eksi olması, 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki 1 kmol CO_2'nin entalpisinin aynı halde bulunan 1 kmol C ve 1 kmol O_2'nin toplam entalpisinden 393 520 kJ daha az olduğunu belirtmektedir. Başka bir deyişle, 1 kmol C ve 1 kmol O_2 birleşerek 1 kmol CO_2 oluşturdukları zaman, 393 520 kJ kimyasal enerji açığa çıkmaktadır ve çevreye ısı olarak geçmektedir. Bu nedenle, bir bileşiğin oluşum entalpisinin eksi olması, bu bileşiğin kararlı elementlerinden oluşumu sırasında çevreye ısı verildiğinin bir göstergesidir. Artı bir değer ise çevreden ısı alındığını gösterir.

Tablo A-26'da H_2O için iki $\bar{h}_f^\circ$ değeri verildiği görülmektedir. Bu değerlerden biri sıvı su, diğeri ise su buharı içindir. Bunun nedeni 25 °C sıcaklıkta suyun her iki fazına da rastlanması ve basıncın oluşum entalpisi üzerindeki etkisinin az olmasıdır. Denge koşullarında, 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta, suyun sadece sıvı fazında bulunabileceği not edilmelidir. İki oluşum entalpisi arasındaki fark, suyun 25 °C

sıcaklıktaki h_{fg} değeri olan 2442.3 kJ/kg veya 44 000 kJ/kmol'e yaklaşık olarak eşittir.

Yanma işlemiyle ilgili bir başka tanım, yakıtın ısıl değeridir. Isıl değer, yakıtın sürekli akışlı bir açık sistemde tam olarak yanması ve yanma sonu ürünlerinin, yanma işlemine girenlerin haline getirilmesi durumunda çevreye verilen ısıl enerjiye eşittir. Başka bir deyişle, bir yakıtın ısıl değeri, yakıtın yanma entalpisinin mutlak değerine eşittir:

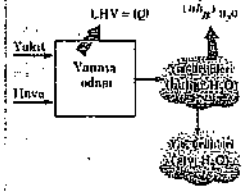
$$\text{Isıl değer} = |h_C| \qquad \text{(kJ/kg yakıt)}$$

Isıl değer, yanma sonu ürünleri içindeki H_2O'nun *bulunduğu faza* bağlıdır. Böylece yanma sonu ürünleri içindeki H_2O sıvı fazında ise üst ısıl değer (HHV), yanma sonu ürünleri içindeki H_2O buhar fazındaysa alt ısıl değer (LHV) adını alır (Şekil 14-19). Bu şekilde tanımlanan iki ısıl değer arasındaki ilişki aşağıdaki bağıntıyla verilir:

$$\text{HHV} = \text{LHV} + (n\overline{h}_{fg})_{H_2O} \qquad \text{(kJ/kg yakıt)} \qquad (14\text{-}7)$$

Bu bağıntıda n, 1 kg yakıt için H_2O'nun yanma sonu ürünleri içindeki mol miktarını, $\overline{h}_{fg}$ ise suyun verilen sıcaklıktaki buharlaşma entalpisini göstermektedir.

Bir yakıtın ısıl değeri veya yanma entalpisi, yanma işleminde yer alan bileşiklerin oluşum entalpilerinden hesaplanabilir. Bu hesaplamanın nasıl yapıldığı aşağıdaki örnekte gösterilmiştir.



$$\text{HHV} = \text{LHV} + (n\overline{h}_{fg})_{H_2O}$$

ŞEKİL 14-19

Bir yakıtın üst ısıl değeri, alt ısıl değeriyle yanma sonu ürünleri içindeki su buharının buharlaşma gizli ısısının toplamına eşittir.

ÖRNEK 14-5

Gaz oktanın (C_8H_{18}), 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki yanma entalpisini, Tablo A-26'da verilen oluşum entalpilerinden yararlanarak hesaplayın. Yanma sonu ürünleri içindeki suyun sıvı fazda olduğunu kabul edin.

Çözüm C_8H_{18}'in yanma işlemi Şekil 14-20'de açıklanmıştır. Bu işlem için stokiometrik denklem aşağıda verilmiştir:

$$C_8H_{18} + a(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 8CO_2 + 9H_2O\,(\text{sıvı}) + 3.76aN_2$$

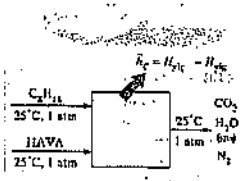
Yanma işlemine girenler ve yanma işleminden çıkanlar 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta bulunmaktadırlar. Ayrıca N_2 ve O_2 kararlı element olduklarından oluşum entalpileri sıfırdır. Böylece C_8H_{18}'in yanma entalpisi (14-6) numaralı denklemi kullanarak,

$$\begin{aligned}\overline{h}_C &= H_{yç} - H_{yg}\\ &= \sum n_{yç}\overline{h}^{\circ}_{f,yç} - \sum n_{yg}\overline{h}^{\circ}_{f,yg}\\ &= (n\overline{h}^{\circ}_f)_{CO_2} + (n\overline{h}^{\circ}_f)_{H_2O} - (n\overline{h}^{\circ}_f)_{C_8H_{18}}\end{aligned}$$

biçiminde yazılabilir. Tablo A-26'daki $\overline{h}^{\circ}_f$ değerleri yukarıdaki denklemde yerine konursa,

$$\begin{aligned}\overline{h}_C &= (8\text{ kmol})(-393\,520\text{ kJ/kmol}) + (9\text{ kmol})(-285830\text{ kJ/kmol})\\ &\quad - (1\text{ kmol})(-208450\text{ kJ/kmol})\\ &= -5\,512\,180\text{ kJ/kmol } C_8H_{18}\end{aligned}$$

elde edilir. Bu değer Tablo A-27'de verilen −5 512 200 kJ'e yaklaşık eşittir. Yanma sonu ürünleri içindeki suyun, sıvı fazında olduğu kabul edildiği için, bu $\overline{h}_C$ değeri C_8H_{18}'in üst ısıl değeri (HHV) olmaktadır.



ŞEKİL 14-20

Örnek 14-5'in genel çizimi.

Yakıtın bileşimi tam olarak bilindiği zaman, *yanma entalpisi*, oluşum entalpilerinden yukarıdaki örnekte açıklandığı gibi hesaplanabilir. Fakat bileşimleri kömür, doğal gaz veya fuel oil gibi kaynağa bağlı olarak değişen yakıtlar için, yanma entalpisini bir bomba kalorimetresinde sabit hacimde veya sürekli akışlı bir yanma sisteminde, deneysel olarak belirlemek daha pratik olmaktadır.

14-4 ■ KİMYASAL REAKSİYONA GİREN SİSTEMLERİN BİRİNCİ YASA ÇÖZÜMLEMESİ

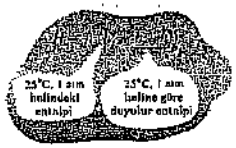
3. ve 4. Bölümlerde geliştirilen enerjinin korunumu (veya birinci yasa) bağıntıları kimyasal reaksiyona giren veya girmeyen sistemlerin tümüne uygulanabilir. Fakat kimyasal reaksiyona giren sistemlerde kimyasal enerji değişimleri olduğu için, birinci yasa bağıntılarını, kimyasal enerji değişimlerinin açıkça ifade edildiği bir biçimde yazmak daha yararlı olur. Bu işlem önce sürekli akışlı açık sistemler daha sonra da kapalı sistemler için yapılacaktır.

Sürekli Akışlı Açık Sistemler

Enerjinin korunumu bağıntısını yazmadan önce, entalpinin reaksiyona giren sistemler için uygun bir biçimde ifade edilmesi gerekir. Başka bir deyişle, entalpinin standart referans haline göre ve kimyasal enerji terimi açıkça belli olacak biçimde yazılması yararlı olur. Uygun bir biçimde ifade edildiği zaman, entalpi terimi, standart referans halinde, oluşum entalpisi $\overline{h}^{\circ}_f$'ü vermelidir. Bu düşünceyle, yanma işlemine giren veya çıkan bir karışanın entalpisi, birim mol için aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir (Şekil 14-21):

$$\text{Entalpi} = \overline{h}^{\circ}_f + (\overline{h} - \overline{h}^{\circ}) \qquad \text{(kJ/kmol)}$$

Burada parantez içindeki terim standart referans haline göre duyulur entalpiyi göstermektedir. Bu terim, verilen haldeki duyulur entalpi $\overline{h}$ ile, standart referans hali olan 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basıncındaki duyulur entalpi $\overline{h}^{\circ}$ arasındaki farka eşittir. Bu tanım, tablolardaki entalpi değerlerinin, tabloların dayandığı referans haline bakılmaksızın kullanılmasını sağlar.



ŞEKİL 14-21

Verilen bir halde kimyasal karışanın entalpisi, 25 °C, 1 atm halindeki entalpisi ($\overline{h}^{\circ}_f$) ile 25 °C, 1 atm haline göre duyulur entalpilerinin toplamına eşittir.

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman, kimyasal reaksiyonun olduğu sürekli akışlı açık bir sistemde enerjinin korunumu bağıntısı birim zaman için aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{n}_ç\,(\overline{h}^{\circ}_f + \overline{h} - \overline{h}^{\circ})_ç - \sum \dot{n}_g\,(\overline{h}^{\circ}_f + \overline{h} - \overline{h}^{\circ})_g \qquad \text{(kJ/s)} \qquad (14\text{-}8)$$

Burada, $\dot{n}_ç$ ve $\dot{n}_g$ sırasıyla yanma işleminden çıkan ve yanma işlemine girenlerin mol debilerini göstermektedir.

Yanmayla ilgili problemleri çözümlerken, *yakıtın birim mol miktarına göre* ifade edilmiş büyüklüklerle çalışmak daha kolaydır. Böyle bir bağıntı, yukarıdaki denklemin her terimini yakıtın mol debisine bölerek elde edilir:

$$Q - W = \sum n_ç(\overline{h}^{\circ}_f + \overline{h} - \overline{h}^{\circ})_ç - \sum n_g(\overline{h}^{\circ}_f + \overline{h} - \overline{h}^{\circ})_g \qquad \text{(kJ/kmol)} \qquad (14\text{-}9)$$

Burada $n_ç$ ve n_g, sırasıyla bir mol yakıt için yanma işleminden çıkanların ve yanma işlemine girenlerin mol miktarlarını belirtmektedir. Yakıt için $n_g = 1$ olduğu not edilmelidir, diğer $n_ç$ ve n_g değerleri dengelenmiş yanma denkleminden doğrudan alınabilir. Q ve W da bir mol yakıt için ısı ve iş etkileşimleridir. 14-9 numaralı denklem bazen kısaltılmış biçimde yazılır:

$$Q - W = H_{yiç} - H_{yiğ} \qquad \text{(kJ/kmol yakıt)} \qquad (14\text{-}10)$$

Burada,
$$H_{yiç} = \sum n_ç(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_ç \qquad \text{(kJ/kmol yakıt)} \qquad (14\text{-}11a)$$

$$H_{yiğ} = \sum n_g(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_g \qquad \text{(kJ/kmol yakıt)} \qquad (14\text{-}11b)$$

olmaktadır. Verilen bir reaksiyon için yanma entalpisi biliniyorsa, sürekli akışlı açık sistemin birim mol için enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Q - W = \overline{h}_C^\circ + \sum n_ç(\overline{h} - \overline{h}^\circ)_ç - \sum n_g(\overline{h} - \overline{h}^\circ)_g \qquad \text{(kJ/kmol)} \qquad (14\text{-}12)$$

Yanma işlemlerinin çoğunda iş etkileşimi olmadığı için, yukarıda verilen birinci yasa bağıntılarında iş terimi genellikle yoktur.

Kapalı Sistemler

İçinde kimyasal reaksiyon olan hareketsiz kapalı sistemler için enerjinin korunumu denklemi aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir:

$$Q - W = U_{yiç} - U_{yiğ} \qquad \text{(kJ)} \qquad (14\text{-}13)$$

Bu bağıntıda, $U_{yiç}$, yanma sonu ürünlerinin toplam iç enerjisini, $U_{yiğ}$, yanma işlemine girenlerin toplam iç enerjisini göstermektedir. Bir başka tanıma (*oluşum iç enerjisi*, $\overline{u}_f^\circ$) gerek kalmadan, yukarıdaki denklem entalpi ile iç enerji arasındaki ilişkiden yararlanarak yazılabilir (Şekil 14-22):

$$\overline{u} = \overline{h} - P\overline{v}$$

$$\overline{u}_f^\circ + \overline{u} - \overline{u}^\circ = \overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - P\overline{v}$$

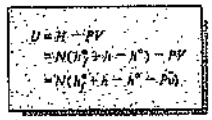
Böylece,

$$Q - W = \sum n_ç(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - P\overline{v})_ç - \sum n_g(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - P\overline{v})_g \qquad \text{(kJ)} \qquad (14\text{-}14)$$

elde edilir. $P\overline{v}$ terimleri katı ve sıvılar için genellikle ihmal edilebilecek ölçüde küçüktür, mükemmel gazlar için ise R_uT olarak yazılabilirler. İstenirse 14-14 numaralı denklemdeki $\overline{h} - P\overline{v}$ terimi yerine $\overline{u}$ yazılabilir.

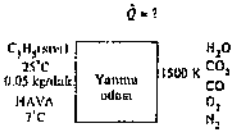
14-14 numaralı denklemdeki iş terimi, sınır işi de içinde olmak üzere tüm iş biçimlerini belirtmektedir. 3. Bölümde, basıncın sabit kaldığı (P = sabit) bir genişleme veya sıkıştırma işleminden geçen kapalı sistemler için, $\Delta U + W_s = \Delta H$ olduğu gösterilmişti. Bu bağıntı kimyasal reaksiyona giren kapalı sistemler için de geçerlidir.

Kimyasal reaksiyonun olduğu sürekli akışlı açık sistemlerin veya kapalı sistemlerin çözümlemesinde, gözönüne alınması gereken birkaç



ŞEKİL 14-22
Kimyasal bir karışımın iç enerjisinin entalpisiyle ifade edilmesi.

önemli husus vardır. Örneğin yakıtın katı, sıvı veya gaz fazlarından hangisinde olduğu bilinmelidir, çünkü yakıtın oluşum entalpisi $\overline{h}_f^\circ$, yakıtın fazına göre farklı değerler alır. Ayrıca yanma odasına giren yakıtın hali, entalpiyi belirlemek için bilinmek zorundadır. Özellikle entropinin hesaplanabilmesi için yakıt ve havanın yanma odasına ayrı ayrı mı yoksa bir karışım olarak mı girdiğinin bilinmesi gerekir. Yanma sonu ürünleri düşük sıcaklıklara soğutuldukları zaman, yanma sonu ürünleri içindeki su buharının yoğuşabileceği gözönüne alınmalıdır.



ŞEKİL 14-23
Örnek 14-6'nın genel çizimi.

ÖRNEK 14-6

Sıvı propan (C_3H_8), sürekli akışlı bir yanma odasına 25 °C sıcaklıkta, 0.05 kg/dakika debiyle girmekte, burada yanma odasına 7 °C sıcaklıkta giren, yüzde 50 fazla havayla karışarak yanmaktadır (Şekil 14-23). Yanma sonu ürünlerinin analizi, yakıttaki tüm hidrojenin H_2O'ya dönüştüğünü, fakat karbonun yüzde 90'ının CO_2'ye dönüşürken, yüzde 10'unun da CO oluşturduğunu göstermektedir. Yanma sonu gazlarının çıkış sıcaklığı 1500 K olduğuna göre, (*a*) havanın kütle debisini, (*b*) yanma odasından çevreye olan ısı geçişini hesaplayın.

Çözüm Kullanılan hava miktarı, teorik hava miktarıyla kıyaslanarak verilmiştir. Teorik hava miktarı yanma denkleminde, O_2'nin dengelenmesiyle bulunur:

$$C_3H_8\,(sıvı) + a(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 3CO_2 + 4H_2O + 3.76aN_2$$

O_2'nin dengesi: $a = 3 + 2 = 5$

Böylece, yüzde 50 fazla havayla gerçekleşen ve yanma sonu ürünleri arasında CO bulunan gerçek yanmanın denklemi,

$$C_3H_8\,(sıvı) + 7.5(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow$$

$$2.7CO_2 + 0.3CO + 4H_2O + 2.65O_2 + 28.2N_2$$

şeklinde yazılabilir.

(*a*) Yanma işleminin hava yakıt oranı,

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} = \frac{(7.5 \times 4.76\ \text{kmol})(29\ \text{kg/kmol})}{(3\ \text{kmol})(12\ \text{kg/kmol}) + (4\ \text{kmol})(2\ \text{kg/kmol})}$$

$$= 25.53\ \text{kg hava/kg yakıt}$$

olarak hesaplanır. Böylece,

$$\dot{m}_{hava} = (HY)(\dot{m}_{yakıt})$$
$$= (23.53\ \text{kg hava/kg yakıt})(0.05\ \text{kg yakıt/dakika})$$
$$= 1.18\ \text{kg hava/dakika}$$

elde edilir.

(*b*) Sürekli akışlı açık sistem için ısı geçişi 14-9 numaralı denklemden, $W = 0$ olduğunu gözönüne alarak bulunur:

$$Q = \sum n_ç(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_ç - \sum n_g(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_g$$

Havanın ve yanma sonu ürünlerinin mükemmel gaz oldukları kabul edilirse, $h = h(T)$ olur ve özelik tablolarından aşağıdaki çizelge hazırlanabilir:

Madde	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{h}_{280\,K}$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298\,K}$ kJ/kmol	$\bar{h}_{1500\,K}$ kJ/kmol
C_3H_8 (sıvı)	−118910	—	—	—
O_2	0	8150	8682	49292
N_2	0	8141	8669	47073
H_2O (gaz)	−241820	—	9904	57999
CO_2	−393520	—	9364	71078
CO	−110530	—	8669	47517

Sıvı propanın $\bar{h}_f^\circ$ değeri, gaz propanın $\bar{h}_f^\circ$ değerinden, propanın 25 °C sıcaklıktaki $\bar{h}_{fg}$ değerini çıkararak bulunur. Bulunan değerler birinci yasa bağıntısında yerine konursa

$$\begin{aligned}Q = {} & (2.7\text{ kmol } CO_2)[(-393520 + 71078 - 9364)\text{ kJ/kmol } CO_2] \\ & + (0.3\text{ kmol CO})[(-110530 + 47517 - 8669)\text{ kJ/kmol CO}] \\ & + (4\text{ kmol } H_2O)[(-241820 + 57999 - 9904)\text{ kJ/kmol } H_2O] \\ & + (2.65\text{ kmol } O_2)[(0 + 49292 - 8682)\text{ kJ/kmol } O_2] \\ & + (28.2\text{ kmol } N_2)[(0 + 47073 - 8669)\text{ kJ/kmol } N_2] \\ & - (1\text{ kmol } C_3H_8)[(-118910 + \bar{h}_{298} - \bar{h}_{298})\text{ kJ/kmol } C_3H_8] \\ & - (7.5\text{ kmol } O_2)[(0 + 8150 - 8682)\text{ kJ/kmol } O_2] \\ & - (28.2\text{ kmol } N_2)[(0 + 8141 - 8669)\text{ kJ/kmol } N_2] \\ = {} & -363882\text{ kJ/kmol } C_3H_8\end{aligned}$$

bulunur. Böylece bir kmol (44 kg) propan için yanma odasından çevreye 363 882 kJ ısı geçişi olmaktadır. Propanın birim kütlesi için bu değer 363 882/44 = 8270.0 kJ olur. Propan debisinin 0.05 kg/dakika olduğu gözönüne alınırsa, yanma odasından birim zamanda olan ısı geçişi,

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}q = (0.05\text{ kg/dakika})(-8270.0\text{ kJ/kg}) = -413.5\text{ kJ/dakika} \\ &= -6.89\text{ kW}\end{aligned}$$

olur.

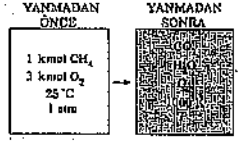
ÖRNEK 14-7

Şekil 14-24'te gösterilen sabit hacimli kapta, 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta 1 kmol metan (CH_4) gazı ve 3 kmol O_2 bulunmaktadır. Kabın içindekiler tutuşturulmakta ve metan tam olarak yanmaktadır. Yanma sonu ürünlerinin son haldeki sıcaklığı 1000 K olduğuna göre, (*a*) son halde kap içindeki basıncı, (*b*) yanma sırasında çevreye olan ısı geçişini hesaplayın.

Çözüm Yanma tam olduğu için, metandaki tüm karbon CO_2'ye, tüm hidrojen ise H_2O'ya dönüşmektedir. Bu durumda yanma denklemi aşağıdaki gibi yazılır:

$$CH_4\,(\text{gaz}) + 3O_2 \longrightarrow CO_2 + 2H_2O + O_2$$

(*a*) 1000 K sıcaklıkta su gaz fazında olur. Yanma işlemine girenlerin ve yanma işleminden çıkanların mükemmel gaz olduğu kabul edilirse, kap içindeki son basınç aşağıdaki gibi yazılabilir:



ŞEKİL 14-24
Örnek 14-7'nin genel çizimi.

$$\left.\begin{aligned}P_{yig}V &= n_{yig}R_uT_{yig} \\ P_{yiç}V &= n_{yiç}R_uT_{yç}\end{aligned}\right\} \qquad P_{yiç} = P_{yig}\left(\frac{n_{yiç}}{n_{yig}}\right)\left(\frac{T_{yiç}}{T_{yig}}\right)$$

Sayısal değerler yerine konursa,

$$P_{yiç} = (1\text{ atmosfer})\left(\frac{4\text{ kmol}}{4\text{ kmol}}\right)\left(\frac{1000\text{ K}}{298\text{ K}}\right) = 3.35\text{ atmosfer}$$

elde edilir. Bu, göreceli olarak düşük bir basınçtır, bu nedenle mükemmel gaz kabulü uygundur.

(*b*) Sabit hacimde yanma işlemi sırasında olan ısı geçişi 14-14 numaralı denklemden hesaplanır:

$$Q - W = \sum n_ç(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_ç - \sum n_g(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_g$$

Yanma işlemine girenler ve yanma işleminden çıkanların tümü mükemmel gaz kabul edildiği için, iç enerjileri ve entalpileri sadece sıcaklığın fonksiyonudur. Bu durumda $P\bar{v}$ terimleri R_uT ile yerdeğiştirebilir. Ayrıca $W = 0$ olduğu ve yanma işlemine girenlerin standart referans halinde oldukları gözönüne alınırsa, yukarıdaki denklem sadeleşir:

$$Q = \sum n_ç(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - R_uT)_ç - \sum n_g(\bar{h}_f^\circ - R_uT)_g$$

A-18 ila A-23 ve A-26 numaralı tablolardan aşağıdaki çizelge hazırlanır:

Madde	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298\,K}$ kJ/kmol	$\bar{h}_{1000\,K}$ kJ/kmol
CH_4	−74850		
O_2	0	8682	31389
CO_2	−393520	9364	42769
H_2O (gaz)	−241820	9904	35882

Bu değerler birinci yasa bağıntısında yerine konursa,

$$\begin{aligned}Q = {} & (1\text{ kmol } CO_2)[(-393520 + 42769 - 9364 - 8.314 \times 1000)\text{ kJ/kmol } CO_2] \\ & + (2\text{ kmol } H_2O)[(-241820 + 35882 - 9904 - 8.314 \times 1000)\text{ kJ/kmol } H_2O] \\ & + (1\text{ kmol } O_2)[(0 + 31389 - 8682 - 8.314 \times 1000)\text{ kJ/kmol } O_2] \\ & - (1\text{ kmol } CH_4)[(-74850 - 8.314 \times 298)\text{ kJ/kmol } CH_4] \\ & - (3\text{ kmol } O_2)[(0 - 8.314 \times 298)\text{ kJ/kmol } O_2] \\ = {} & -717587.7\text{ kJ/kmol } CH_4\end{aligned}$$

elde edilir. Eksi işareti yanma odasından çevreye ısı geçişi olduğunu göstermektedir. Birim kütle için ısı geçişi, −717587.7/16 = −44849.2 kJ/kg CH_4 olur.

14-5 ▫ ADYABATİK ALEV SICAKLIĞI

İş etkileşimleri, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri olmadığı zaman, bir yanma işlemi sırasında açığa çıkan kimyasal enerji ya ısı geçişiyle çevreye verilir ya da sistemin içinde kalıp yanma sonu ürünlerinin sıcaklıklarının yükselmesini sağlar. Çevreye ısı geçişi ne kadar

az olursa, sıcaklık yükselmesi de o kadar fazla olur. Bir uç durum olarak, çevreye ısı geçişi olmazsa ($Q = 0$), yanma sonu ürünlerinin sıcaklığı en yüksek değere ulaşır. Bu değere, reaksiyonun **adyabatik alev veya adyabatik yanma sıcaklığı** denir (Şekil 14-25).

Sürekli akışlı bir yanma işleminin adyabatik alev sıcaklığı, 14-8 numaralı denklemde Q ve W sıfıra eşitlenerek belirlenir:

$$H_{yiç} = H_{yiç} \tag{14-15}$$

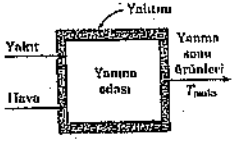
veya

$$\sum n_ç(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_ç = \sum n_g(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_g \tag{14-16}$$

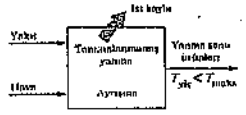
Yanma işlemine girenler ve bulundukları haller belirli ise, yanma işlemine girenlerin toplam entalpisi $H_{yiç}$ kolaylıkla hesaplanabilir. Yanma sonu ürünlerinin toplam entalpisinin ($H_{yiç}$) hesaplanması ise, yanma sonu ürünlerinin sıcaklığı başlangıçta bilinmediği için o kadar kolay değildir. Bu nedenle adyabatik alev sıcaklığı, yanma sonu ürünlerinin duyulur entalpilerinin hesaplanmasına olanak tanıyan analitik bağıntılar yoksa, deneme yanılma yoluyla belirlenmek zorundadır. Bu yöntemde yanma sonu gazları için bir sıcaklık kabul edilir ve $H_{yiç}$ bu sıcaklıkta hesaplanır. Bulunan değer, $H_{yiç}$'e eşit değilse, yanma sonu gazlarının toplam entalpisi bir başka sıcaklık için hesaplanır. Daha sonra adyabatik alev sıcaklığı bu sıcaklıklar arasında doğrusal oranlamayla bulunur. Yanma için gerekli oksijen havadan sağlanıyorsa, yanma sonu gazları çoğunlukla N_2 olacaktır. Bu durumda deneme sıcaklığı yanma sonu gazlarının türlünün N_2 olduğunu kabul ederek bulunabilir.

Metalürjiyle ilgili kuruluşlar, yanma odalarında malzemenin erişeceği en yüksek sıcaklığı sınırlar. Bu nedenle adyabatik alev sıcaklığının bilinmesi, yanma odalarının, gaz türbinlerinin ve lülelerin tasarımında büyük önem taşır. Fakat bu sistemlerde oluşan en yüksek sıcaklıklar adyabatik alev sıcaklığının oldukça altındadır, çünkü yanma tam değildir, bir miktar ısı geçişi olur ve bazı yanma sonu gazları yüksek sıcaklıklarda ayrışır (Şekil 14-26). Yanma odalarında en yüksek sıcaklığın kontrolü, soğutucu işlevi yüklenen fazla havanın miktarını azaltıp çoğaltarak yapılabilir.

Bir yakıtın adyabatik alev sıcaklığının belirli bir değer olmadığı not edilmelidir. Adyabatik alev sıcaklığı, (1) yanma işlemine girenlerin bulundukları hâlâ, (2) yanmanın ne ölçüde tamamlandığına, (3) kullanılan hava miktarına bağlıdır. Belirli bir yakıt, belirli hava ve yakıt giriş halleri için, *adyabatik alev sıcaklığı en yüksek değerini yanmanın tam olduğu ve teorik miktarda havanın kullanıldığı durumda alır.*



ŞEKİL 14-25
Yanma odasında en yüksek sıcaklığa, çevreye ısı kaybı olmadığı zaman ($Q = 0$) erişilir.



ŞEKİL 14-26
Bir yanma odasında karşılaşılan en yüksek sıcaklık, teorik adyabatik alev sıcaklığının altındadır.

ÖRNEK 14-8

Bir gaz türbininin yanma odasına 1 atmosfer basınç ve 25 °C sıcaklıkta giren sıvı oktan (C_8H_{18}), yanma odasına aynı halde giren havayla sürekli akışlı açık sistemde yanmaktadır (Şekil 14-27). Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal ederek, adyabatik alev sıcaklığını, (a) yüzde 100 teorik havayla yanmanın tam olması durumunda, (b) yüzde 400 teorik havayla yanmanın tam olması durumunda, (c) yüzde 90 teorik havayla yanmanın tam olmaması durumunda (yanma sonu ürünleri arasında CO var), hesaplayın.

ŞEKİL 14-27
Örnek 14-8'in genel çizimi.

Çözüm Adyabatik koşullarda yanma odasından çevreye ısı geçişi olmadığı için, yanma sonu ürünleri, erişebilecekleri en yüksek sıcaklık olan adyabatik alev sıcaklığına erişeceklerdir.

(a) Teorik havayla yanma olduğu zaman, dengelenmiş yanma denklemi aşağıda gösterildiği gibi olur:

$$C_8H_{18}(sıvı) + 12.5(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 47N_2$$

Adyabatik alev sıcaklığını veren bağıntı (14-16 numaralı denklem) bu durumda aşağıda gösterilen biçimi alır:

$$\sum n_ç(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_ç = \sum n_g\overline{h}_{f,g}^\circ = (n\overline{h}_f^\circ)_{C_8H_{18}}$$

Denklemin sağ tarafı sadeleştirilirken, yanma işlemine girenlerin tümünün standart referans hâlinde oldukları ve O_2 ile N_2 için $\overline{h}_f^\circ = 0$ olduğu gözönüne alınmıştır. Karışanların 298 K sıcaklıktaki $\overline{h}_f^\circ$ ve $\overline{h}$ değerleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir:

Madde	$\overline{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\overline{h}_{298\,K}$ kJ/kmol
C_8H_{18} (sıvı)	−249950	—
O_2	0	8682
N_2	0	8669
H_2O (gaz)	−241820	9904
CO_2	−393520	9364

Bu değerler yukarıdaki denklemde yerine konursa,

$$\begin{aligned} &= (8\text{ kmol }CO_2)[(-393520 + \overline{h}_{CO_2} - 9364)\text{ kJ/kmol }CO_2] \\ &\quad + (9\text{ kmol }H_2O)[(-241820 + \overline{h}_{H_2O} - 9904)\text{ kJ/kmol }H_2O] \\ &\quad + (47\text{ kmol }N_2)[(0 + \overline{h}_{N_2} - 8669)\text{ kJ/kmol }N_2] \\ &= (1\text{ kmol }C_8H_{18})[(-249950)\text{ kJ/kmol }C_8H_{18}] \end{aligned}$$

denklemi elde edilir. Sadeleştirme yapılırsa,

$$8\overline{h}_{CO_2} + 9\overline{h}_{H_2O} + 47\overline{h}_{N_2} = 5646081\text{ kJ}$$

bulunur. Görünüşte bir denklem ve üç bilinmeyen vardır. Fakat yanma sonu ürünlerinin entalpileri sıcaklığın fonksiyonu oldukları için —mükemmel gazlar için $h = h(T)$ —, bilinmeyen sadece yanma sonu ürünlerinin sıcaklığıdır. Entalpi sıcaklık ilişkisi için analitik bağıntılar olmadığından, sıcaklığın deneme yanılma yöntemiyle belirlenmesi gerekecektir.

Önce denklemin sağ tarafı, yanma sonu ürünlerinin toplam mol miktarı ile bölünür: 5 646 081/(8 + 9 + 47) = 88 220 kJ/kmol. Bu entalpi değeri, N_2'ye için 2650 K sıcaklığa, H_2O için 2100 K sıcaklığa ve CO_2 için 1800 K sıcaklığa karşılık gelmektedir. Yanma sonu ürünlerinin çoğunun N_2 olduğu gözönüne alınırsa, sıcaklığın 2650 K'e yakın, fakat biraz altında olacağı anlaşılır. Deneme değeri olarak 2400 K alınırsa,

$$\begin{aligned} 8\overline{h}_{CO_2} + 9\overline{h}_{H_2O} + 47\overline{h}_{N_2} &= 8\times125152 + 9\times103508 + 47\times79320 \\ &= 5660828\text{ kJ} \end{aligned}$$

bulunur. Bu değer 5 646 081 kJ değerinin üzerindedir. Bu nedenle sıcaklık 2400 K'in altında olacaktır. İkinci deneme değeri olarak 2350 K seçilirse toplam entalpi,

$$8\times122091+9\times100846+47\times77496=5526654\ \text{kJ}$$

bulunur. Bu değer 5 646 081 değerinin altındadır. Böylece adyabatik alev sıcaklığının 2350 K ile 2400 K arasında olduğu anlaşılır. Doğrusal oranlamayla aşağıdaki sonuç bulunur:

$$T = 2394.5\ \text{K}$$

(*b*) Yüzde 400 teorik havayla gerçekleşen yanma işlemi için, yanmanın tam olması durumunda dengelenmiş yanma denklemi,

$$C_8H_{18}(sıvı) + 50(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 37.5\,O_2 + 188N_2$$

şeklinde yazılır. Bir önceki şıkta açıklanan yolu izleyerek, adyabatik alev sıcaklığı $T = 962$ K olarak hesaplanır.

Dikkat edilirse, fazla hava kullanımından dolayı, yanma sonu ürünlerinin sıcaklığı önemli ölçüde azalmıştır.

(*c*) Yüzde 90 teorik havayla gerçekleşen yanma işleminde yanma tam değildir ve dengelenmiş yanma denklemi aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$C_8H_{18}(sıvı) + 11.25(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow 5.5CO_2 + 2.5CO + 9H_2O + 42.3N_2$$

Birinci şıkta açıklanan yolu izleyerek, adyabatik alev sıcaklığı $T = 2236$ K olarak hesaplanır.

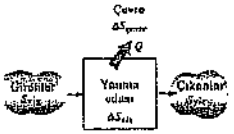
Adyabatik alev sıcaklığının fazla hava kullanılması veya yanmanın tam olmaması durumlarında daha düşük olduğu gözlenmektedir. *En yüksek adyabatik alev sıcaklığı, teorik miktarda hava kullanılması ve yanmanın tam olması durumunda gerçekleşir.*

14-6 ■ REAKSİYONA GİREN SİSTEMLERİN ENTROPİ DEĞİŞİMLERİ

Bundan önceki kısımlarda, yanma işlemi kütlenin ve enerjinin korunumu ilkeleri açısından incelendi. Fakat yanma işleminin termodinamik çözümlemesi, ikinci yasayla ilgili yönlerin incelenmesinden önce tamamlanmış sayılamaz. Entropiyle ilişkili olan tersinmezlik ve tersinir iş bu kapsamda ele alınması gereken iki önemli konudur.

6. Bölümde geliştirilen entropi denklemleri hem reaksiyona giren hem de reaksiyona girmeyen sistemlere uygulanabilir. Fakat maddelerin entropileri hesaplanırken ortak bir tabana göre uygun bir biçimde hesaplanmalıdır. Örneğin, kimyasal reaksiyona giren kapalı bir sistem için entropi dengesi bağıntısı, 6-9 numaralı denklemde ilk ve son halleri gösteren 1 ve 2 indislerini, sırasıyla *yiğ* (yanma işlemine girenler) ve *yiç* (yanma işleminden çıkanlar) indisleriyle değiştirerek yazılabilir:

$$\underbrace{S_{yiç} - S_{yiğ}}_{\text{Entropi değişimi}} = \underbrace{\int \frac{\delta Q}{T}}_{\text{Isı geçişiyle ilgili entropi geçişi}} + \underbrace{S_{üretim,\ sistem}}_{\text{Sistem içindeki entropi üretimi}}$$



ŞEKİL 14-28
Bir kimyasal reaksiyonla ilgili entropi değişimi.

Bu bağıntı şöyle de ifade edilebilir: *Kimyasal reaksiyona giren kapalı bir sistemin hal değişimi sırasındaki entropi değişimi, sistem sınırlarından ısıyla geçen entropi ile sistem sınırları içinde tersinmezliklerden ötürü üretilen entropinin toplamına eşittir.* Burada T, δQ'nun gerçekleştiği yer ve zamanda, sistem sınırının mutlak sıcaklığıdır. Q'nun işareti sisteme göre belirlenir, başka bir deyişle, ısı geçişi sisteme oluyorsa *artı*, sistemden oluyorsa *eksi* değerdedir. Ayrıca, daha önce olduğu gibi, $S_{üretim,\ sistem}$ sadece *sistem sınırları içindeki* entropi üretimi olup, hal değişimi sırasında sistem sınırları dışında gerçekleşebilecek dış tersinmezlikleri gözönüne almamaktadır.

Benzer bir biçimde, 6. Bölümde açık sistemler için geliştirilen entropi bağıntıları, içinde kimyasal reaksiyonların gerçekleştiği sistemlere de uygulanabilir. Burada yanma işlemine giren maddeler kontrol hacmine giren kütleler; yanma işleminden çıkan maddeler ise kontrol hacminden çıkan kütleler olarak gözönüne alınır.

Termodinamik çözümlemede genellikle hesaplanmak istenen değer, bir hal değişimi sırasında sistem sınırları içinde üretilen entropiyle, hal değişimine bağlı olarak çevrede üretilen entropinin toplamıdır (Şekil 14-28). Bu durumda *toplam entropi değişimi* veya hal değişimiyle ilişkili *entropi üretimi*, 6-11 numaralı denklemden, sistemin ve çevrenin entropi değişimlerini toplayarak elde edilir. Kimyasal reaksiyona giren ve T_R sıcaklığındaki ısıl enerji deposuyla Q_R miktarında ısı alışverişinde bulunan kapalı bir sistem için entropinin artışı ilkesi, aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$S_{üretim} = \Delta S_{sistem} + \Delta S_{çevre} \geq 0 \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (14\text{-}17)$$

Burada,
$$\Delta S_{sistem} = S_{yiç} - S_{yiğ} = \sum n_e \bar{s}_e - \sum n_g \bar{s}_g \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (14\text{-}18)$$

ve
$$\Delta S_{çevre} = \sum \frac{Q_R}{T_R} \qquad (14\text{-}19)$$

olmaktadır. Q_R'nin işareti ısıl enerji deposuna göre belirlenmelidir. Sistem sadece T_0 sıcaklığındaki çevreyle $Q_{çevre}$ miktarında ısı alışverişinde bulunuyorsa, çevrenin entropi değişimi $\Delta S_{çevre} = Q_{çevre}/T_0$ olur. *Adyabatik* bir hal değişimi için, $\Delta S_{çevre} = 0$ olur ve entropinin artışı ilkesi,

$$S_{üretim,\ adyabatik} = S_{yiç} - S_{yiğ} \geq 0$$

şeklinde yazılır. Yukarıda kimyasal reaksiyona giren kapalı sistemler için geliştirilen bağıntılar, sürekli akışlı açık sistemlere de uygulanabilir. Yalnız bu durumda $S_{yiğ}$, yakıtın birim molü için kontrol hacmine giren maddeler; $S_{yiç}$, yakıtın birim molü için kontrol hacminden çıkan yanma sonu ürünleri olarak gözönüne alınmalıdır.

14-19 numaralı denklem yazılırken, sistemle ısıl enerji deposu arasında ısı alışverişinin olduğu sınırın sıcaklığının ısıl enerji deposunun sıcaklığına eşit olduğu kabul edildi. Eğer durum böyle değilse, sınırın ısıl enerji deposunun sıcaklığına eşit olmayan bölümü, sistemle ısıl enerji deposu arasında bir *ara bölge* olarak kabul edilebilir. Bu durumda hal değişimi sırasında ara bölgenin entropi değişimi de gözönüne alınmak zorundadır. Sürekli akışlı açık sistemlerde, ara bölgenin herhangi bir noktasında hal ve buna bağlı olarak entropi değişmeye-

cektir, böylece ara bölgenin entropi değişimi sıfır olacaktır. 14-19 numaralı denklem bu durumda çevrenin entropi değişimini verecektir. Ara bölgenin entropi değişimi genellikle sistemin ve çevre ısıl enerji depolarının entropi değişimlerine oranla küçüktür ve ihmal edilebilir.

Bir kimyasal reaksiyonla ilgili entropi değişiminin belirlenmesinin görünürde karmaşık bir yanı yoktur. Fakat kimyasal reaksiyona giren ve kimyasal reaksiyona girmeyen sistemlerin entropi değişimlerinin hesabını farklı kılan önemli bir nokta vardır. 14-18 numaralı denklemde yanma işlemine giren ve yanma işleminden çıkan maddelerin *entropi değişimleri değil, entropileri* yer almaktadır. Bu nedenle maddelerin entalpileri için olduğu gibi entropileri için de ortak bir taban bulunması gerekir. Böyle bir tabanın araştırılması, bu yüzyılın başlarında **termodinamiğin üçüncü yasasının** bulunmasına yol açmıştır. Üçüncü yasa, 6. Bölümde şu şekilde ifade edilmişti: *Mutlak sıfır sıcaklığında saf kristal maddenin entropisi sıfırdır.*

Bu nedenle, termodinamiğin üçüncü yasası, tüm maddelerin entropi değerleri için mutlak bir taban oluşturmaktadır. Bu tabana göre belirlenen entropi değerleri **mutlak entropi** diye adlandırılır. A-18 ila A-25 numaralı tablolarda, N_2, O_2, CO, CO_2, H_2, H_2O, OH ve O gibi değişik gazlar için verilen $\bar{s}^\circ$ değerleri, verilen bir sıcaklıkta ve *1 atmosfer basınçta, mükemmel gaz mutlak entropi değerleri* olmaktadır. Standart referans hali olan 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta, değişik yakıtların mutlak entropi değerleri, $\bar{h}_f^\circ$ değerleriyle birlikte A-26 numaralı tabloda verilmiştir.

14-18 numaralı denklem, kimyasal reaksiyona giren bir sistemin entropi değişimi için genel bir bağıntıdır. Bu bağıntı, yanma işlemine giren ve yanma işleminden çıkan her madde için entropinin hesaplanmasını gerektirmektedir. Bu hesaplama genellikle zordur, fakat yanma işlemine giren ve yanma işleminden çıkan maddeler mükemmel gaz olarak kabul edilirse hesaplama bir ölçüde basitleşir. Buna rağmen entropi hesapları hiçbir zaman entalpi veya iç enerji hesapları kadar kolay değildir, çünkü mükemmel gazlar için bile entropi sıcaklığın ve basıncın fonksiyonudur.

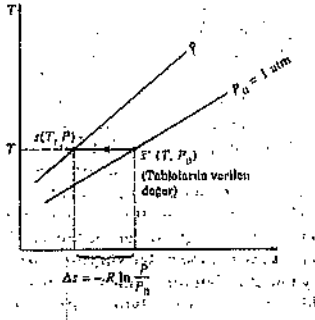
Mükemmel gaz karışımındaki bir karışanın entropisi hesaplanırken, sıcaklığının ve kısmi basıncının bilinmesi gerekir. Karışanın sıcaklığı karışımın sıcaklığına eşittir, karışanın kısmi basıncı ise karışımın toplam basıncını karışanın mol oranıyla çarparak bulunur.

$P_0 = 1$ atmosferden farklı basınçlar için, herhangi bir T sıcaklığındaki mutlak entropi değeri, mükemmel gazlar için entropi değişimini veren bağıntıdan hesaplanabilir. Şekil 14-29'da gösterildiği gibi (T, P_0) ile (T, P) halleri arasında sabit sıcaklıkta bir hal değişimi düşünülürse,

$$\bar{s}(T, P) = \bar{s}^\circ(T, P_0) - R_u \ln \frac{P}{P_0} \qquad \text{[kJ/(kmol·K)]} \qquad (14\text{-}20)$$

yazılabilir. Bir mükemmel gaz karışımının i. karışanı için bu bağıntı aşağıdaki biçimde ifade edilir:

$$\bar{s}_i(T, P_i) = \bar{s}_i^\circ(T, P_0) - R_u \ln \frac{y_{mi}P}{P_0} \qquad \text{[kJ/(kmol·K)]} \qquad (14\text{-}21)$$



ŞEKİL 14-29
Verilen bir sıcaklıkta, mükemmel gazın $P_0 = 1$ atm dışındaki mutlak entropisi, tablolarda 1 atm için verilen değerden $R \ln \frac{P}{P_0}$ çıkarılarak hesaplanır.

Bu bağıntıda P_i, karışanın kısmi basıncını; y_{mi}, karışanın mol oranını, P ise karışımın toplam basıncını göstermektedir.

Gaz karışımı eğer yüksek basınçta veya düşük sıcaklıkta ise, mükemmel gaz davranışından sapma gözönüne alınmalıdır. Bu durumda daha hassas hal denklemlerinin veya genelleştirilmiş entropi diyagramlarının kullanımına gidilmelidir.

14-7 ■ KİMYASAL REAKSİYONA GİREN SİSTEMLERİN İKİNCİ YASA ÇÖZÜMLEMESİ

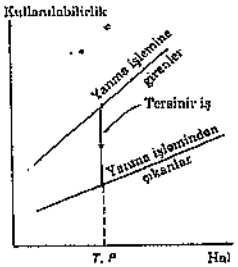
Toplam entropi değişimi veya entropi üretimi hesaplandıktan sonra, kimyasal reaksiyonla ilişkili tersinmezlik (yararlanılmayan iş yapma olanağı),

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} \qquad \text{(kJ)} \qquad (14\text{-}22)$$

bağıntısıyla belirlenir. Burada T_0, çevrenin mutlak sıcaklığıdır.

Reaksiyona giren sistemleri çözümlerken, bu sistemlerin değişik hallerdeki kullanılabilirliklerinden çok, kullanılabilirliklerindeki değişimlerle ilgileniriz (Şekil 14-30). 7. Bölümden hatırlanacağı gibi, tersinir iş W_{tr}, sistemin bir hal değişimi sırasında kullanılabilirliğinde olan değişmedir ve hal değişimi sırasında yapılabilecek en çok işi gösterir. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edildiği ve ısı alışverişinin sadece T_0 sıcaklığındaki çevreyle olduğu sürekli akışlı bir yanma işlemi için tersinir iş, 7-18 numaralı denklemdeki entalpi terimlerini $\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ$ ile değiştirerek bulunur:

$$W_{tr} = \sum n_g(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0\bar{s})_g - \sum n_e(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0\bar{s})_e \qquad (14\text{-}23)$$



ŞEKİL 14-30
Yanma işlemi sırasında, yanma işlemine girenlerin kullanılabilirliğiyle yanma işleminden çıkanların kullanılabilirliği arasındaki fark, tersinir işi verir.

Eğer yanma odasıyla T_R sıcaklığındaki bir ısıl enerji deposu arasında Q_R miktarında ısı geçişi oluyorsa, tersinir iş yukarıdaki bağıntıdan, 7. Bölümde açıklandığı gibi $Q_R(1 - T_0/T_R)$ değerini çıkararak bulunabilir. Q_R'nin işareti, ısıl enerji deposuna göre belirlenir.

Yanma işlemine girenler ve yanma sonu ürünleri eğer çevre sıcaklığında (T_0) iseler ilginç bir sonuç ortaya çıkar. Bu durumda,

$$(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0\bar{s})_{T_0} = \bar{g}_0$$

olur. $\bar{g}_0$, T_0 sıcaklığındaki bir maddenin birim molünün Gibbs fonksiyonudur. Tersinir iş bağıntısı bu durumda, aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir:

$$W_{tr} = \sum n_g \bar{g}_{0,g} - \sum n_e \bar{g}_{0,e} \quad (14\text{-}24)$$

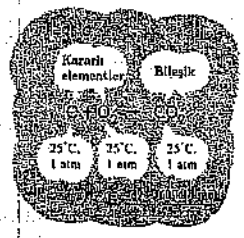
veya $$W_{tr} = \sum n_g (\bar{g}_f^\circ + \bar{g}_{T_0} - \bar{g}^\circ)_g - \sum n_e (\bar{g}_f^\circ + \bar{g}_{T_0} - \bar{g}^\circ)_e \quad \text{(kJ)} \quad (14\text{-}25)$$

Bu bağıntıda $\bar{g}_f^\circ$, Gibbs oluşum fonksiyonudur. N_2 ve O_2 gibi 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta kararlı elementler için, Gibbs oluşum fonksiyonu da oluşum entalpisi gibi sıfırdır. $g_{T_0} - \bar{g}^\circ$, maddenin T_0 sıcaklığındaki duyulur Gibbs fonksiyonunun, standart referans haline göre değerini göstermektedir.

Çok özel bir durumu ele alalım. Yanma işlemine girenler, yanma işleminden çıkanlar ve çevre, 25 °C sıcaklığında olsun ($T_{yiğ} = T_{yiç} = T_0 = 25$ °C). Ayrıca yanma işlemine giren ve yanma işleminden çıkan her karışanın kısmi basıncı 1 atmosfer alınsın. Bu durumda 14-25 numaralı denklem aşağıdaki gibi sadeleşir:

$$W_{tr} = \sum n_g \bar{g}_{f,g}^\circ - \sum n_e \bar{g}_{f,e}^\circ \quad \text{(kJ)} \quad (14\text{-}26)$$

Yukarıdaki denkleme şöyle bir açıklama getirilebilir. 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki bir bileşiğin oluşum fonksiyonunu ($-\bar{g}_f^\circ$) ele alalım. Bu değer bileşiğin, 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki bir ortamda, 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki kararlı elementlerinden oluşumuyla ilgili *tersinir işi* ifade eder (Şekil 14-31). Bazı maddelerin $\bar{g}_f^\circ$ değerleri Tablo A-28'den verilmiştir.



ŞEKİL 14-31
25 °C sıcaklık ve 1 atm basınçtaki bir bileşiğin oksi Gibbs oluşum fonksiyonu ele alınsın. Bu değer, bileşiğin 25 °C sıcaklık ve 1 atm basınçtaki kararlı elementlerinden oluşumuyla ilgili tersinir işi ifade eder.

ÖRNEK 14-9

25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki 1 kmol karbon sürekli akışlı bir yanma odasında aynı halde bulunan 1 kmol oksijenle yanmaktadır (Şekil 14-32). Yanma işlemi sırasında oluşan CO_2, çevre koşulları olan 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınca getirilmektedir. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, sistemin tersinir işini hesaplayın.

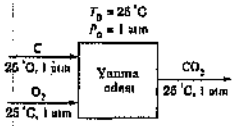
Çözüm Yanma denklemi aşağıda verilmiştir:

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2$$

C, O_2 ve CO_2, 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtadır. Bu hal hem standart referans hali hem de çevrenin hali olmaktadır. Bu nedenle tersinir iş, yanma işlemine girenler ve yanma işleminden çıkanların Gibbs oluşum fonksiyonlarının farkı olur (Denklem 14-26):

$$\begin{aligned} W_{tr} &= \sum n_g \bar{g}_{f,g}^\circ - \sum n_e \bar{g}_{f,e}^\circ \\ &= n_C \bar{g}_{f,C}^\circ + n_{O_2} \bar{g}_{f,O_2}^\circ - n_{CO_2} \bar{g}_{f,CO_2}^\circ \\ &= 0 + 0 - n_{CO_2} \bar{g}_{f,CO_2}^\circ = (-1\ \text{kmol})(-394360\ \text{kJ/kmol}) \\ &= 394360\ \text{kJ} \end{aligned}$$

Yukarıdaki bağıntıda 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta kararlı elementlerin Gibbs oluşum fonksiyonlarının sıfır olduğu gözönüne alınmıştır. Bu sonuç,



ŞEKİL 14-32
Örnek 14-9'un genel çizimi.

25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki 1 kmol C ile 1 kmol O_2'nin aynı haldeki çevre ortamında yanması durumunda 394 360 kJ iş elde edilebileceğini göstermektedir. Tersinir iş, bu problemde yanma işlemine girenlerin kullanılabilirliğini göstermektedir, çünkü yanma sonu ürünü (CO_2), çevre halindedir.

Tersinir iş, Gibbs fonksiyonunu kullanmadan, 14-23 numaralı denklemden yararlanarak da hesaplanabilir:

$$\begin{aligned} W_{tr} &= \sum n_g (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0 \bar{s})_g - \sum n_e (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0 \bar{s})_e \\ &= \sum n_g (\bar{h}_f^\circ - T_0 \bar{s})_g - \sum n_e (\bar{h}_f^\circ - T_0 \bar{s})_e \\ &= n_C (\bar{h}_f^\circ - T_0 \bar{s}^\circ)_C + n_{O_2} (\bar{h}_f^\circ - T_0 \bar{s}^\circ)_{O_2} - n_{CO_2} (\bar{h}_f^\circ - T_0 \bar{s}^\circ)_{CO_2} \end{aligned}$$

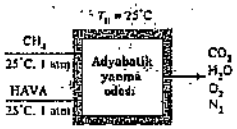
Tablo A-26'dan alınan oluşum entalpileri ve mutlak entropi değerleri yerine konursa,

$$\begin{aligned} W_{tr} &= (1\ \text{kmol C})\{0 - (298\ \text{K})[5.74\ \text{kJ/(kmol·K)}]\} \\ &\quad + (1\ \text{kmol } O_2)\{0 - (298\ \text{K})[205.04\ \text{kJ/(kmol·K)}]\} \\ &\quad - (1\ \text{kmol } CO_2)\{-393520 - (298\ \text{K})[213.80\ \text{kJ/(kmol·K)}]\} \\ &= 394420\ \text{kJ} \end{aligned}$$

elde edilir. Bu değer daha önce bulunan değerle hemen hemen aynıdır.

ÖRNEK 14-10

Metan (CH_4) gazı, sürekli akışlı adyabatik bir yanma odasında yüzde 50 fazla havayla yanmaktadır. Metan ve hava yanma odasına Şekil 14-33'te gösterildiği gibi 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta girmektedir. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, (a) yanma sonu ürünlerinin sıcaklığını, (b) entropi üretimini, (c) sistemin tersinir işini ve tersinmezliği hesaplayın. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu ve yanma sonu gazlarının, yanma odasından 1 atmosfer basınçta çıktıklarını kabul edin.



ŞEKİL 14-33
Örnek 14-10'un genel çizimi.

Çözüm (a) Yüzde 50 fazla havayla yanmanın tam olarak gerçekleştiği gözönüne alınarak, yanma denklemi aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$CH_4(\text{gaz}) + 3(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow CO_2 + 2H_2O + 11.28N_2$$

Sürekli akışlı açık sistem için adyabatik alev sıcaklığı 14-16 numaralı denklemle verilmektedir. Yanma işlemine girenlerin standart referans halinde bulundukları, ayrıca O_2 ve N_2 için $\bar{h}_f^\circ = 0$ olduğu not edilirse, bu denklem şu biçimi alır:

$$\sum n_e (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_e = \sum n_g \bar{h}_{f,g}^\circ = (n\bar{h}_f^\circ)_{CH_4}$$

Hava ve yanma sonu ürünlerinin mükemmel gaz gibi davrandıkları kabul edilirse, karışanların $\bar{h}_f^\circ$ ve 298 K sıcaklıktaki $\bar{h}$ değerleri aşağıdaki gibi olur:

Madde	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298\,K}$ kJ/kmol
CH_4 (gaz)	−74850	—
O_2	0	8682
N_2	0	8669
H_2O (gaz)	−241820	9904
CO_2	−393520	9364

Bu değerler yukarıdaki denklemde yerlerine konulursa,

$$\begin{aligned}&(1\ \text{kmol } CO_2)[(-393520 + \bar{h}_{CO_2} - 9364)\ \text{kJ/kmol } CO_2]\\&+ (2\ \text{kmol } H_2O)[(-241820 + \bar{h}_{H_2O} - 9904)\ \text{kJ/kmol } H_2O]\\&+ (11.28\ \text{kmol } N_2)[(0 + \bar{h}_{N_2} - 8669)\ \text{kJ/kmol } N_2]\\&(1\ \text{kmol } O_2)[(0 + \bar{h}_{O_2} - 8682)\ \text{kJ/kmol } O_2]\\&= (1\ \text{kmol } CH_4)[(-74850)\ \text{kJ/kmol } CH_4]\end{aligned}$$

denklemi elde edilir. Sadeleştirme yapılırsa,

$$\bar{h}_{CO_2} + 2\bar{h}_{H_2O} + \bar{h}_{O_2} + 11.28\bar{h}_{N_2} = 937950\ \text{kJ}$$

bulunur. Yanma sonu ürünlerinin sıcaklığı deneme yanılmayla aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$T_{yç} = 1789.0\ \text{K}$$

(*b*) Yanma işlemi sırasındaki entropi üretimi, 14-17 numaralı denklemle belirlenir:

$$S_{üretim} = \Delta S_{sistem} + \Delta S_{çevre}$$

Fakat, yanma işlemi adyabatik olduğu için $\Delta S_{çevre} = 0$ olur. Böylece,

$$S_{üretim} = \Delta S_{sistem} = S_{yiç} - S_{yig} = \sum n_ç \bar{s}_ç - \sum n_g \bar{s}_g$$

bulunur. CH_4, 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtadır, mutlak entropi değeri Tablo A-26'dan, $\bar{s}_{CH_4} = 186.16$ kJ/(kmol · K) olarak bulunur. Mükemmel gaz tablolarında verilen entropi değerleri 1 atmosfer basınç içindir. Hava da, yanma sonu gazları da 1 atmosfer toplam basınçtadır, fakat karışanların entropileri kısmi basınçlarında hesaplanmak zorundadır. Karışanların kısmi basıncı,

$$P_i = y_{mi}P$$

bağıntısıyla bulunur. Burada y_{mi}, i. karışanın mol oranı, P ise toplam basınçtır. Karışanların entropisi 14-21 numaralı denklemden hesaplanır:

$$S_i = n_i \bar{s}_i(T, P_i) = n_i[\bar{s}_i^{\circ}(T, P_0) - R_u \ln y_{mi}P]$$

Bu hesaplar aşağıdaki çizelgelerde gösterilmiştir:

	n_i	y_i	$\bar{s}_i^{\circ}$ (T, 1 atm)	$-R_u \ln y_{mi}P$	$n_i\bar{s}_i$
CH_4	1	1.00	186.16	—	186.16
O_2	3	0.21	205.04	12.98	654.06
N_2	11.28	0.79	191.61	1.96	2183.47
					$S_{yig} = 3023.69$
CO_2	1	0.0654	302.517	22.674	325.19
H_2O	2	0.1309	258.957	16.905	551.72
O_2	1	0.0654	264.471	22.674	287.15
N_2	11.28	0.7382	247.977	2.524	2825.65
					$S_{yç} = 3989.71$

Böylece aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$\begin{aligned}S_{üretim} &= S_{yiç} - S_{yig} = (3989.71 - 3023.69)\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4\\&= 966.02\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4\end{aligned}$$

(*c*) Bu işlemle ilgili tersinmezlik 14-22 numaralı denklemden bulunur:

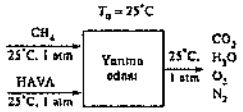
$$\begin{aligned}I &= T_0 S_{üretim} = (298\ \text{K})[966.02\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4]\\&= 287874\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4\end{aligned}$$

Böylece, yanma işlemi sırasında tüketilen her kmol metan için 287 874 kJ iş potansiyeli yitirilmektedir. Bu örnek, tam yanma olması durumunda bile tersinmezliğin çok büyük olduğunu göstermektedir.

Bu sistemde iş yapılmamaktadır. Bu nedenle tersinir iş ve tersinmezlik birbirine eşittir:

$$W_{tr} = 287874\ \text{kJ/kmol}\ CH_4$$

Başka bir deyişle bu işlem sırasında 287 874 kJ iş yapma olanağı bulunmasına karşın bu olanaktan yararlanılmamıştır.



ŞEKİL 14-34
Örnek 14-11'in genel çizimi.

ÖRNEK 14-11

Metan (CH_4) gazı, sürekli akışlı adyabatik bir yanma odasında yüzde 50 fazla havayla yanmaktadır. Metan ve hava yanma odasına Şekil 14-34'te gösterildiği gibi 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta girmektedir. Yanmanın tam olduğunu ve yanma sonu ürünlerinin 25 °C sıcaklığa soğuduğunu kabul ederek, (*a*) her kmol CH_4 için çevreye olan ısı geçişini, (*b*) entropi üretimini, (*c*) sistemin tersinir işini ve tersinmezliği hesaplayın. Çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu ve yanma sonu gazlarının yanma odasından 1 atmosfer basınçta çıktıklarını kabul edin.

Çözüm Bu problemde verilen yanma işlemi 14-10 numaralı örnekte incelenen yanma işleminin aynıdır, sadece yanma sonu ürünleri çevreye ısı geçişi sonucu çevre sıcaklığına soğumaktadır. Yanma denkleminde bir değişiklik yoktur:

$$CH_4(gaz) + 3(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow CO_2 + 2H_2O + O_2 + 11.28N_2$$

25 °C sıcaklıkta su buharının bir bölümü yoğuşur ve yanma sonu ürünleri içinde kalan su buharı, Örnek 14-3'te gösterildiği gibi bulunur:

$$\frac{n_u}{n_{top,gaz}} = \frac{P_u}{P_{toplam}} = \frac{3.169\ \text{kPa}}{101.325\ \text{kPa}} = 0.03128$$

ve $n_u = \left(\frac{P_u}{P_{toplam}}\right) n_{top,gaz} = (0.03128)(13.28 + n_u) \longrightarrow n_u = 0.43\ \text{kmol}$

Bu sonuca göre, oluşan H_2O'nun 1.57 kmol kadarı sıvı fazında olup, sistemden 25 °C ve 1 atmosferde çıkmaktadır. Yanma sonu ürünlerinin kısmi basınçları hesaplanırken gözönüne alınması gereken su molekülleri sadece buhar fazında olanlardır. Daha önce olduğu gibi, gaz (buhar) fazında olan tüm yanma sonu ürünleri ve yanma işlemine girenler mükemmel gaz kabul edileceklerdir.

Sürekli akışlı yanma işlemi sırasındaki ısı geçişi 14-9 numaralı denklemden hesaplanır. Yanma işlemine girenler ve yanma işleminden çıkanların tümü 25 °C sıcaklıkta oldukları için bu denklem aşağıda gösterilen biçime sadeleşir:

$$Q = \sum n_ç \bar{h}^\circ_{f,ç} - \sum n_g \bar{h}^\circ_{f,g}$$

$\bar{h}^\circ_f$ değerleri yerlerine konursa aşağıdaki sonuç bulunur:

$$\begin{aligned} Q &= (1\ \text{kmol}\ CO_2)(-393520\ \text{kJ/kmol}\ CO_2) \\ &\quad + [0.43\ \text{kmol}\ H_2O\ (\text{gaz})][-241820\ \text{kJ/kmol}\ H_2O\ (\text{gaz})] \\ &\quad + [1.57\ \text{kmol}\ H_2O\ (\text{sıvı})][-285830\ \text{kJ/kmol}\ H_2O\ (\text{sıvı})] \\ &\quad - (1\ \text{kmol}\ CH_4)[(-74850)\ \text{kJ/kmol}\ CH_4] \\ &= -871406\ \text{kJ/kmol}\ CH_4 \end{aligned}$$

(*b*) Yanma işlemine girenlerin entropileri bir önceki örnekte hesaplanmış ve $S_{yiğ} = 3023.69$ kJ/(kmol · K) CH_4 olarak bulunmuştu. Benzer bir yöntemle yanma işleminden çıkanların entropisi, aşağıdaki çizelgede gösterildiği gibi bulunur:

	n_i	y_i	$\bar{s}^\circ_i$ (T, 1 atm)	$-R_u \ln y_{mi} P$	$n_i \bar{s}_i$
H_2O (sıvı)	1.57	1.0000	69.92	—	109.77
H_2O (gaz)	0.43	0.0314	188.83	28.77	93.57
CO_2	1	0.0729	213.80	21.77	235.57
O_2	1	0.0729	205.04	21.77	226.81
N_2	11.28	0.8228	191.61	1.62	2179.63
					$S_{yiç} = 2845.35$

Böylece aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$\begin{aligned} \Delta S_{sistem} &= S_{yiç} - S_{yiğ} = (2845.35 - 3023.69)\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4 \\ &= -178.34\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4 \end{aligned}$$

$$\Delta S_{ç\,evre} = \frac{Q_{ç\,evre}}{T_0} = \frac{871406\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4}{298\ \text{K}} = 2924.18\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4$$

$$\begin{aligned} S_{üretim} &= \Delta S_{sistem} + \Delta S_{ç\,evre} = (-178.34 + 2924.18)\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4 \\ &= 2745.84\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4 \end{aligned}$$

(*c*) Bu yanma işlemiyle ilgili tersinmezlik ve tersinir iş gerçek iş olmadığı için,

$$\begin{aligned} I &= T_0 S_{üretim} = (298\ \text{K})[2745.84\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4] \\ &= 818260\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4 \end{aligned}$$

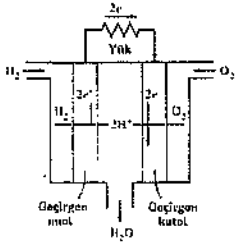
ve

$$W_{tr} = I = 818260\ \text{kJ/(kmol·K)}\ CH_4$$

bulunur. Bu sonuç yanma işlemi sırasında 818 260 kJ iş yapılabileceğini, fakat yapılmadığını göstermektedir. Bu örnekte tersinir iş, yanma işlemine girenlerin, yanma işleminden önceki kullanılabilirliğini göstermektedir, çünkü yanma sonu ürünleri çevreyle denge halindedirler, başka bir deyişle ölü halde bulunmaktadırlar.

Kolaylık olması bakımından, yanma sonu gazlarının atmosfere geçip buradaki gazlarla karışmadan önceki entropileri hesaplandı. Daha ayrıntılı bir çözümleme, atmosferdeki gazların mol oranlarını ve yanma sonu gazlarının atmosferdeki gazlarla karışarak düzgün dağılı bir karışım oluşturmasını gözönüne alır. Karışma işlemi sırasında fazladan entropi üretimi ve buna bağlı olarak yitirilen iş potansiyeli olacaktır.

ŞEKİL 14-35
Metan'ın kullanılabilirliği tersinmez yanma işlemi sonunda %35 azalır.



ŞEKİL 14-36
Hidrojen-oksijen yakıt hücresinin çalışma ilkesi.

Son iki örnekten çıkarılacak önemli bir sonuç vardır. Metan ve benzeri yakıtlar ısı makinelerine yüksek sıcaklıkta ısıl enerji sağlamak için yaygın olarak kullanılırlar. Oysa, son iki örnekte hesaplanan tersinir işlerin karşılaştırması, yanma işlemine girenlerin kullanılabilirliğinin (818 260 kJ/kmol CH_4), sadece yanma işlemindeki tersinmezliklerden dolayı 287 874 kJ/kmol azaldığını göstermektedir. Böylece adyabatik yanma işlemi sonunda, sıcak yanma sonu gazlarının kullanılabilirliği, 818 260 – 287 874 = 530 386 kJ/kmol CH_4 olmaktadır. Başka bir deyişle, sıcak yanma sonu gazlarının iş yapma potansiyeli, yanma işlemine girenlerin iş yapma potansiyelinin yaklaşık yüzde 65'i kadardır. Görüldüğü gibi, iş potansiyelinin yüzde 35'i, metanın yanması sırasında, ısıl enerji henüz kullanılmadan önce yitirilmektedir (Şekil 14-35).

Böylece, termodinamiğin ikinci yasası, kimyasal enerjiyi işe dönüştürmenin daha etkili yolları olabileceğini belirtmektedir. Kuşkusuz daha etkili yol, tersinmezliğin daha az olduğu yoldur. Kimyasal reaksiyonlarda tersinmezlik, reaksiyona giren maddeler arasındaki denetimsiz elektron alışverişinden kaynaklanır. Elektron alışverişi, yanma odasını, elektrolitik hücre (pil) ile değiştirerek denetim altına alınabilir. Elektrolitik hücrelerde elektron alışverişi, yüke bağlı olan iletken teller aracılığıyla gerçekleşir ve kimyasal enerji doğrudan elektrik enerjisine dönüşür. Bu ilkeye göre çalışan cihazlara **yakıt hücresi** adı verilir.

Hidrojen-oksijen yakıt hücresinin çalışma yöntemi Şekil 14-36'da gösterilmiştir. Hidrojen anotun yüzeyinde iyonlaşır ve hidrojen iyonları elektrolitik sıvının içinden katota ulaşırlar. Anotta serbest kalan elektronlar ise, anotla katot arasındaki potansiyel farkından dolayı bir dış devreden (örneğin bir jeneratörden) geçerek katota gelirler. Katotun yüzeyinde hidrojen iyonları, oksijen ve serbest elektronlarla birleşerek su oluştururlar. Sürekli çalışma sırasında yakıt hücresine hidrojen ve oksijen girer ve su reaksiyon ürünü olarak çıkar.

Yakıt hücresi bir ısı makinesi olmadığı için verimi Carnot verimiyle sınırlı değildir. Yakıt hücresinde kimyasal enerji hemen hemen sabit sıcaklıkta elektrik enerjisine dönüşür. Elektron akışına iç direnç gibi tersinmezliklerin varlığına karşın, yakıt hücrelerinin daha büyük dönüşüm verimi sağlamaları beklenmektedir. Yakıt hücreleri bazı küçük çaplı uygulamalarda başarıyla kullanılmıştır. Fakat yakıt hücreleriyle çalışan büyük ölçekli güç santrallerinin yapılabilmesi için araştırma ve geliştirmeye gerek vardır.

14-8 ■ ÖZET

Yandığı zaman çevreye enerji veren maddelere *yakıt* adı verilir. Yakıtın oksijenle birleştiği ve büyük miktarlarda enerjinin açığa çıktığı kimyasal reaksiyona *yanma* denir. Yanma için gerekli oksijen genellikle havayla sağlanır. Kuru havada mol olarak yüzde 21 oksijen ve yüzde 79 azot vardır. Bu nedenle,

$$1\ \text{kmol}\ O_2 + 3.76\ \text{kmol}\ N_2 = 4.76\ \text{kmol hava} \qquad (14\text{-}1)$$

oluşturur. Azot, normal yanma sıcaklıklarında, diğer elementlerle kimyasal reaksiyona girmeyen bir gazdır.

Bir yanma işlemi sırasında, reaksiyondan önce varolan maddelere *yanma işlemine girenler*, reaksiyondan sonra varolan maddelere *yanma işleminden çıkanlar* veya *yanma sonu ürünleri* adı verilir. Kimyasal denklemler, kimyasal reaksiyon sırasında her elementin kütlesinin sabit kaldığını belirten, *kütlenin korunumu ilkesine* göre dengelenirler. Bir yanma işleminde hava kütlesinin yakıt kütlesine oranı *hava yakıt oranı* HY diye tanımlanır:

$$\text{HY} = \frac{m_{\text{hava}}}{m_{\text{yakıt}}} \qquad (14\text{-}3)$$

Burada, $m_{\text{hava}} = (nM)_{\text{hava}}$ ve $m_{\text{yakıt}} = \sum (n_i M_i)_{\text{yakıt}}$ olmaktadır.

Bir yanma işleminde yakıtta bulunan tüm karbon CO_2'ye, tüm hidrojen H_2O'ya ve varsa tüm kükürt SO_2'ye dönüşüyorsa, yanma *tam* diye nitelenir. Bir yakıtın tam yanması için gerekli en az hava *stokiometrik* veya *teorik hava* diye adlandırılır. Teorik hava aynı zamanda, kimyasal olarak gerekli hava veya yüzde 100 teorik hava olarak da bilinir. Yakıtın teorik havayla tam olarak yandığı ideal bir yanma işlemi, o yakıtın *stokiometrik* veya *teorik yanması* diye adlandırılır. Stokiometrik miktarın üzerinde olan hava miktarı *fazla hava* diye tanımlanır. Fazla hava genellikle stokiometrik hava temel alınarak, *yüzde teorik hava* veya *fazla hava yüzdesi* ile ifade edilir.

Bir kimyasal reaksiyonda bazı kimyasal bağlar bozulur, bazıları da kurulur. Bu nedenle içinde kimyasal reaksiyonun gerçekleştiği bir hal değişiminde, kimyasal enerji değişimleri sözkonusudur. Bileşimler değiştiğinden dolayı, tüm maddeler için standart bir referans hali tanımlamak gereklidir. Bu hal 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtır.

Tam bir reaksiyon sonunda, reaksiyondan çıkanların belirli bir haldeki entalpisiyle aynı halde bulunan reaksiyona girenlerin entalpisi arasındaki fark, *reaksiyon entalpisi* $\overline{h}_R$ diye adlandırılır. Yanma işleminde reaksiyon entalpisi, *yanma entalpisi* $\overline{h}_C$ adını alır. Bu değer, 1 kmol (veya 1 kg) yakıt verilen bir basınç ve sıcaklıkta tam olarak yandığı zaman açığa çıkan ısıl enerjiye eşittir. Bir maddenin verilen bir halde kimyasal bileşiminden dolayı sahip olduğu entalpiye, *oluşum entalpisi* $\overline{h}_f^\circ$ denir. Kararlı elementlerin oluşum entalpilerine standart referans hali olan 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta sıfır değeri atanmıştır. Bir yakıtın *ısıl değeri*, yakıtın sürekli akışlı açık bir sistemde tam olarak yanması ve yanma sonu ürünlerinin yanma işlemine girenlerin haline getirilmesi durumunda açığa çıkan ısıl enerji diye tanımlanmıştır. Bir yakıtın ısıl değeri, yakıtın yanma entalpisinin mutlak değerine eşittir:

$$\text{Isıl değer} = |h_C| \qquad (\text{kJ/kg yakıt})$$

Isıl değer, yanma sonu ürünleri arasındaki H_2O sıvı fazında olduğu zaman *üst ısıl değer* (HHV), yanma sonu ürünleri arasındaki H_2O buhar fazında olduğu zaman *alt ısıl değer* (LHV) diye bilinir. İki ısıl değer arasındaki ilişki aşağıdaki bağıntıyla verilmiştir:

$$\text{HHV} = \text{LHV} + (n\overline{h}_{fg})_{H_2O} \qquad (\text{kJ/kg yakıt}) \qquad (14\text{-}7)$$

Burada n, 1 kg yakıt için H_2O'nun yanma sonu ürünleri içindeki mol miktarı, $\overline{h}_{fg}$ ise suyun 25 °C sıcaklıktaki buharlaşma entalpisidir.

Kimyasal reaksiyona giren sürekli akışlı bir açık sistem için enerjinin korunumu denklemi yakıtın birim molü için aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$Q - W = \sum n_ç(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_ç - \sum n_g(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_g \qquad (14\text{-}9)$$

Burada 0 üssü standart referans halini, *ç* indisi yanma işleminden çıkanları, *g* ise yanma işlemine girenleri göstermektedir. Kapalı bir sistem için bu bağıntı aşağıdaki biçimi alır:

$$Q - W = \sum n_ç(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - P\overline{v})_ç - \sum n_g(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - P\overline{v})_g \qquad (14\text{-}14)$$

$P\overline{v}$ terimi sıvılar ve katılar için çok küçük bir değerde olup, mükemmel gazlar için R_uT ile değiştirilebilir.

Çevreye ısı geçişi olmaması durumunda, yanma sonu ürünlerinin sıcaklığı en yüksek değerine ulaşır. Bu sıcaklığa reaksiyonun *adyabatik alev sıcaklığı* adı verilir. Sürekli akışlı bir yanma işleminde adyabatik alev sıcaklığı 14-9 numaralı denkleminde, $Q = 0$ ve $W = 0$ alarak belirlenir:

$$\sum n_ç(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_ç = \sum n_g(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_g \qquad (14\text{-}16)$$

Kimyasal reaksiyona giren ve T_R sıcaklığındaki ısıl enerji deposuyla Q_R miktarında ısı alışverişinde bulunan, kapalı veya sürekli akışlı açık bir sistem için entropinin artışı ilkesi aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$S_{\text{üretilen}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad (14\text{-}17)$$

Burada, $\Delta S_{\text{sistem}} = S_{\text{yığ}} - S_{\text{yığ}} = \sum n_ç \overline{s}_ç - \sum n_g \overline{s}_g$ (kJ/kg) (14-18)

ve $$\Delta S_{\text{çevre}} = \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \qquad (14\text{-}19)$$

olmaktadır. Q_R'nin işareti ısıl enerji deposuna göre belirlenir. Sistem sadece T_0 sıcaklığındaki çevre ile $Q_{\text{çevre}}$ miktarında ısı alışverişinde bulunuyorsa, çevrenin entropi değişimi $\Delta S_{\text{çevre}} = Q_{\text{çevre}}/T_0$ olur.

Termodinamiğin üçüncü yasası, mutlak sıfır sıcaklığındaki saf kristal maddenin entropisinin sıfır olduğunu belirler. Termodinamiğin üçüncü yasası, tüm maddelerin entropi değerleri için mutlak bir taban oluşturmaktadır. Bu tabana göre belirlenen entropi değerleri *mutlak entropi* diye adlandırılır. Değişik sıcaklıklarda fakat $P_0 = 1$ *atmosfer* basıncında mutlak entropi değerleri mükemmel gaz tablolarında verilmiştir. Verilen bir T sıcaklığında, P_0'dan farklı basınçlardaki mutlak entropi değerleri aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır:

$$\overline{s}(T, P) = \overline{s}^\circ(T, P_0) - R_u \ln \frac{P}{P_0} \qquad [\text{kJ/(kmol} \cdot \text{K)}] \qquad (14\text{-}20)$$

Mükemmel gazlardan oluşan bir karışımın i. karışanı için bu bağıntı aşağıdaki biçimde yazılır:

$$\overline{s}_i(T, P_i) = \overline{s}_i^\circ(T, P_0) - R_u \ln \frac{y_i P}{P_0} \qquad [\text{kJ/(kmol} \cdot \text{K)}] \qquad (14\text{-}21)$$

Bu bağıntıda P_i, karışanın kısmi basıncını; y_{ni}, karışanın mol oranını; P ise karışımın toplam basıncını göstermektedir.

Bir kimyasal reaksiyonla ilgili *tersinmezlik* ve *tersinir iş* aşağıdaki bağıntıyla bulunur:

$$I = W_{tr} - W = T_0 S_{üretim} \quad \text{(kJ)} \tag{14-22}$$

ve

$$W_{tr} = \sum n_R(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - T_0\overline{s})_R - \sum n_P(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ - T_0\overline{s})_P \quad \text{(kJ)} \tag{14-23}$$

Yanma işlemine girenler ve yanma işleminden çıkanlar, çevre sıcaklığı T_0'da oldukları zaman, tersinir iş Gibbs fonksiyonuyla ifade edilebilir:

$$W_{tr} = \sum n_R(\overline{g}_f^\circ + \overline{g}_{T_0} - \overline{g}^\circ)_R - \sum n_P(\overline{g}_f^\circ + \overline{g}_{T_0} - \overline{g}^\circ)_P \quad \text{(kJ)} \tag{14-25}$$

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 S. W. Angrist, *Direct Energy Conversion*, 4. Basım, Allyn ve Bacon, Boston, 1982.

2 W. Z. Black ve J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, New York, 1985.

3 I. Glassman, *Combustion*, Academic Press, New York, 1977.

4 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Basım, Wiley, New York, 1986.

5 R. Strehlow, *Fundamentals of Combustion*, International Textbook Co., Scranton, Pa., 1968.

6 G. J. Van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Basım, Wiley, New York, 1986.

7 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Basım, McGraw-Hill, New York, 1988.

PROBLEMLER*

Yakıtlar ve Yanma

14-1K Benzin yerine H_2O ile çalışan bir araba yapılabilir mi?

14-2K Benzinin, dizel yakıtının ve doğal gazın kimyasal bileşimleri yaklaşık olarak nedir?

14-3K Havadaki azotun (N_2) yanma işleminin sonucu üzerindeki etkisi nedir?

14-4K Havadaki nemin (su buharının) yanma işleminin sonucu üzerindeki etkisi nedir?

* Öğrencilerin tüm kavram "K" sorularını çözmeleri önerilir.

14-5K Yanma sonu gazlarının çiğ noktası sıcaklığı ne anlama gelir, nasıl hesaplanır?

14-6K Bir yakıt oksijenle yakın temasa getirildiğinde hemen yanar mı?

14-7K Bir kimyasal reaksiyon için kütlenin korunumunu üç ayrı biçimde ifade edin.

14-8K Bir kimyasal reaksiyon sırasında elementlerin atomlarının sayıları sabit kalır mı? Toplam mol miktarı sabit kalır mı?

14-9K Hava yakıt oranı nedir? Yakıt hava oranıyla ilişkisi nedir?

14-10K Mol miktarı temel alınarak bulunan hava yakıt oranıyla kütle miktarı temel alınarak bulunan hava yakıt oranı eşit midir?

Teorik ve Gerçek Yanma İşlemi

14-11K Yanmanın tam olmamasının nedenlerini açıklayın.

14-12K Bir hidrokarbon yakıtın tam olmayan yanması sonunda, yanma sonu ürünleri arasında CO'nun mu yoksa OH'nın mi bulunması daha çok beklenir?

14-13K Yüzde 100 teorik hava neyi ifade eder?

14-14K Tam yanma ve teorik yanma aynı anlama mı gelir? Eğer öyle değilse, aralarındaki fark nedir?

14-15K (*a*) yüzde 130 teorik havayla, (*b*) yüzde 70 fazla havayla yakılan bir yakıtı gözönüne alın. Hangi durumda daha çok hava kullanılmaktadır?

14-16K Orsat cihazının çalışma ilkesini açıklayın.

14-17 Metan (CH_4), stokiyometrik miktarda havayla yanmaktadır. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, hava yakıt ve yakıt hava oranlarını hesaplayın.

14-18 Propan (C_3H_8) yüzde 60 fazla havayla yanmaktadır. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, hava yakıt oranını hesaplayın.
Çözüm: 23.5 kg hava/kg yakıt

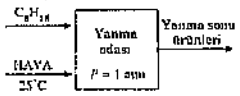
14-19 Asetilen (C_2H_2), stokiyometrik miktarda havayla yanmaktadır. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, hava yakıt oranını kütle ve mol oranı olarak hesaplayın.

14-20 Bir kmol etan (C_2H_6) bilinmeyen miktarda havayla yanmaktadır. Yanma sonu ürünlerinin analizi, yanmanın tam olduğunu ve yanma sonu ürünleri içinde 2 kmol O_2 bulunduğunu göstermektedir. (*a*) Hava yakıt oranını, (*b*) yanma işleminin teorik hava yüzdesini hesaplayın.

14-21 Etilen (C_2H_4) yüzde 200 teorik havayla yanmaktadır. Yanmanın tam ve toplam basıncın 120 kPa olduğunu kabul ederek, (*a*) hava yakıt oranını, (*b*) yanma sonu ürünlerinin çiğ noktası sıcaklığını hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 29.6 kg hava/kg yakıt, (*b*) 41.7 °C

14-22 Propilen (C_3H_6) yüzde 50 fazla havayla yanmaktadır. Yanmanın tam ve toplam basıncın 90 kPa olduğunu kabul ederek, (*a*) hava yakıt oranını, (*b*) yanma sonu ürünleri içindeki su buharının yoğuşmaya başlayacağı sıcaklığı hesaplayın.

14-23 Oktan (C_8H_{18}) yüzde 250 teorik havayla yanmaktadır. Hava yanma odasına 25 °C sıcaklıkta girmektedir. Yanmanın tam ve toplam basıncın 1 atmosfer olduğunu kabul ederek, (*a*) hava yakıt oranını, (*b*) yanma sonu ürünlerinin çiğ noktası sıcaklığını hesaplayın.



ŞEKİL P14-23

14-24 Benzin (C_8H_{18}) bir gaz türbininde havayla sürekli akışlı açık bir sistemde yanmaktadır. Hava yakıt oranı 24 kg hava/kg yakıt olduğuna göre, yanma işleminin teorik hava yüzdesini hesaplayın.

14-25 Bir yanma odasına 6 kg/h debi ile giren etan (C_2H_6), 132 kg/h debisindeki havayla yanmaktadır. Bu yanma işleminin hava fazlalığını hesaplayın. *Çözüm:* yüzde 37

14-26 Bir kilogram bütan (C_4H_{10}), 35 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçtaki 25 kg havayla yanmaktadır. Yanmanın tam ve yanma sonu ürünlerinin toplam basıncının 100 kPa olduğunu kabul ederek, (*a*) teorik hava yüzdesini, (*b*) yanma sonu ürünlerinin çiğ noktası sıcaklığını hesaplayın.

14-27 Bir doğal gazın hacimsel analizi şu sonucu vermiştir: yüzde 65 CH_4, yüzde 8 H_2, yüzde 18 N_2, yüzde 3 O_2, yüzde 6 CO_2. Bu gaz stokiometrik miktarda kuru havayla yanmaktadır. Yanma işleminin hava yakıt oranını hesaplayın.

14-28 Problem 14-27'yi kuru havanın yerine 25 °C sıcaklık, 1 atmosfer basınç ve yüzde 85 bağıl nemde nemli hava kullanılması durumunda çözün.

14-29 Hacimsel analizi, yüzde 60 CH_4, yüzde 30 H_2 ve yüzde 10 N_2 olan bir gaz yakıt, yüzde 130 teorik havayla tam olarak yanmaktadır. (*a*) Yanma işleminin hava yakıt oranını, (*b*) yanma sonu ürünlerinin 20 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınca soğutulması durumunda su buharının hangi oranda yoğuşacağını hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 18.6 kg hava/kg yakıt, (*b*) yüzde 88

14-30 Bir kömürün kütlesel analizi şöyledir: yüzde 82 C, yüzde 5 H_2O, yüzde 2 H_2, yüzde 1 O_2 ve yüzde 10 kül. Kömür yüzde 20 fazla havayla yanmaktadır. Hava yakıt oranını hesaplayın.
Çözüm: 12.3 kg hava/kg kömür

14-31 Oktan (C_8H_{18}) kuru havayla yanmaktadır. Yanma sonu ürünlerinin kuru hacimsel analizi yüzde 9.21 CO_2, yüzde 0.61 CO, yüzde 7.06 O_2 ve yüzde 83.12 N_2 olmaktadır. (*a*) hava yakıt oranını, (*b*) teorik hava yüzdesini hesaplayın.

14-32 Karbon kuru havayla yanmaktadır. Yanma sonu ürünlerinin hacimsel analizi yüzde 10.06 CO_2, yüzde 0.42 CO, yüzde 10.69 O_2 ve yüzde 78.83 N_2 olmaktadır. (*a*) hava yakıt oranını, (*b*) teorik hava yüzdesini hesaplayın.

14-33 Metan (CH_4) kuru havayla yanmaktadır. Yanma sonu ürünlerinin kuru hacimsel analizi yüzde 5.20 CO_2, yüzde 0.33 CO, yüzde 11.24

O_2 ve yüzde 83.23 N_2 olmaktadır. (*a*) hava yakıt oranını, (*b*) teorik hava yüzdesini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 34.5 kg hava/kg yakıt, (*b*) yüzde 200

Formasyon Entalpisi ve Yanma Entalpisi

14-34K Kimyasal reaksiyona girmeyen sistemlerin kimyasal enerjileri var mıdır? Bir hal değişimi sırasında kimyasal enerjilerinde bir değişiklik olur mu?

14-35K Yanma entalpisi nedir? Reaksiyon entalpisinden farkı nedir?

14-36K Formasyon entalpisi nedir? Yanma entalpisinden ne bakımdan farklıdır?

14-37K Bir yakıtın alt ve üst ısıl değerleri nasıl tanımlanır? Aralarındaki fark nedir? Bir yakıtın ısıl değeriyle yanma entalpisi arasındaki ilişki nedir?

14-38K Formasyon entalpisiyle yanma entalpisi hangi durumda eşit olur?

14-39K Bir maddenin formasyon entalpisi sıcaklıkla değişir mi?

14-40K Bir kimyasal reaksiyonun çözümlemesi, farklı referans hallerine göre hazırlanmış özelik tabloları kullanılarak yapılabilir mi? Nasıl?

14-41K Azot (N_2) için $\overline{h}_f^\circ$ değeri tablolarda sıfır olarak verilmiştir. Bu N_2'nin standart referans halinde kimyasal enerjisi olmadığı anlamına mı gelir?

14-42K 1 kmol H_2'nin mi, 1 kmol H_2O'nun mu kimyasal enerjisi daha büyüktür?

14-43 Metanın (CH_4) 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki yanma entalpisini, Tablo A-26'da verilen formasyon entalpilerinden yararlanarak hesaplayın. Yanma sonu ürünleri içindeki suyun sıvı fazda olduğunu kabul edin. Bulduğunuz değeri Tablo A-27'de verilen değerle karşılaştırın. *Çözüm:* −890 330 kJ/kmol CH_4

14-44 Problem 14-43'ü gaz etan (C_2H_6) için çözün.

14-45 Problem 14-43'ü sıvı oktan (C_8H_{18}) için çözün.

Kimyasal Reaksiyona Giren Sistemlerin Birinci Yasa Çözümlemesi

14-46K Enerjinin korunumu bağıntıları kimyasal reaksiyona giren ve girmeyen sistemler için farklı mıdır?

14-47K İçinde kimyasal reaksiyonun olduğu kapalı bir sistemin hacmi, sabit basınçta, sanki-dengeli bir hal değişimiyle sıkışmakta veya genişlemektedir. Bu sistem için enerjinin korunumu bağıntılarını çıkarın.

14-48K Yanmanın tam olduğu bir yanma işleminde, yanma işlemine girenler ve yanma sonu ürünleri aynı haldedirler. Yanma (*a*) yüzde 100

teorik havayla, (*b*) yüzde 200 teorik havayla, (*c*) kimyasal olarak gerekli miktarda saf oksijenle gerçekleşmektedir. Hangi durumda çevreye daha az ısı geçişi olacaktır? Açıklayın.

14-49K Yanmanın tam olduğu bir yanma işleminde, yanmaya girenler yanma odasına 20 °C sıcaklıkta girmekte, yanma sonu ürünleri ise 500 °C sıcaklıkta çıkmaktadır. Yanma (*a*) yüzde 100 teorik havayla, (*b*) yüzde 200 teorik havayla, (*c*) kimyasal olarak gerekli miktarda saf oksijenle gerçekleşmektedir. Hangi durumda çevreye daha az ısı geçişi olacaktır? Açıklayın.

14-50 Metan (CH_4), sürekli akışlı bir yanma işleminde, stokiometrik miktarda havayla tam olarak yanmaktadır. Yanma işlemine girenler ve yanma işleminden çıkanlar 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta olup, yanma sonu ürünleri arasındaki su sıvı fazındadır. Yanma işlemi sırasındaki ısı geçişini hesaplayın. Yanma %50 fazla havayla gerçekleşmiş olsaydı, sonuç ne olurdu? *Çözüm:* –890330 kJ/kmol, aynı değer

14-51 Hidrojen (H_2), sürekli akışlı bir yanma işleminde, stokiometrik miktarda havayla tam olarak yanmaktadır. Yanma işlemine girenler ve yanma işleminden çıkanlar 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta olup, yanma sonu ürünleri arasındaki su sıvı fazındadır. Yanma işlemi sırasındaki ısı geçişini hesaplayın. Yanma %80 fazla havayla gerçekleşmiş olsaydı, sonuç ne olurdu?

14-52 Sıvı propan (C_3H_8) bir yanma odasına 25 °C sıcaklıkta, 0.4 kg/dakika debiyle girmekte, burada yanma odasına 12 °C sıcaklıkta giren yüzde 150 fazla havayla karışarak yanmaktadır. Yanmanın tam ve yanma sonu gazlarının 1200 K sıcaklıkta olduğunu kabul ederek, (*a*) havanın kütle debisini; (*b*) yanma odasından birim zamanda olan ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 15.7 kg/dakika, (*b*) –1732 kJ/dakika

14-53 Asetilen gazı (C_2H_2), sürekli akışlı bir yanma işleminde, yüzde 20 fazla havayla tam olarak yanmaktadır. Yakıt ve hava yanma odasına 25 °C sıcaklıkta girmekte, yanma sonu ürünleri ise yanma odasından 1500 K sıcaklıkta çıkmaktadır. (*a*) Hava yakıt oranını, (*b*) yanma işlemi sırasında olan ısı geçişini hesaplayın.

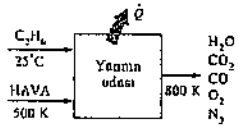
14-54 Sıvı oktan (C_8H_{18}), sürekli akışlı bir yanma işleminde, yüzde 180 teorik havayla tam olarak yanmaktadır. Yakıt ve hava yanma odasına 25 °C sıcaklıkta girmekte, yanma sonu ürünleri ise yanma odasından 1600 K sıcaklıkta çıkmaktadır. (*a*) Hava yakıt oranını, (*b*) yanma işlemi sırasında olan ısı geçişini hesaplayın.

14-55 Benzen gazı (C_6H_6), sürekli akışlı bir yanma işleminde, yüzde 95 teorik havayla yanmaktadır. Yakıt ve hava yanma odasına 25 °C sıcaklıkta girmekte, yanma sonu ürünleri ise yanma odasından 1000 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Yanma sırasında tüm hidrojen H_2O oluşturuken, karbonun bir bölümü CO'ya dönüşmektedir. (*a*) Yanma sonu ürünleri içinde CO'nun mol oranını, (*b*) yanma işlemi sırasında olan ısı geçişini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) yüzde 2.1, (*b*) –2 112 779 kJ/kmol C_6H_6

14-56 Diesel yakıtı ($C_{12}H_{26}$), sürekli akışlı bir yanma işleminde, yüzde 20 fazla havayla tam olarak yanmaktadır. Yakıt ve hava yanma odasına 25 °C sıcaklıkta girmekte, yanma sonu ürünleri ise yanma odasından 500 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Yanma odasından çevreye ısı geçişinin 1500 kJ/s olması için gereken yakıt debisini hesaplayın.
Çözüm: 37.1 g/s

14-57 25 °C sıcaklığındaki gaz oktan (C_8H_{18}), sürekli akışlı bir yanma işleminde, 25 °C sıcaklık, 1 atmosfer basınç ve yüzde 60 bağıl nemdeki yüzde 30 fazla havayla yanmaktadır. Yanmanın tam olduğunu ve yanma sonu ürünlerinin yanma odasından 600 K sıcaklıkta çıktığını kabul ederek, oktanın birim kütlesi için gerçekleşen ısı geçişini hesaplayın.

14-58 25 °C sıcaklıktaki etan gazı (C_2H_6), sürekli akışlı bir yanma odasında 500 K sıcaklığa ısıtılmış stokiometrik miktarda havayla yanmaktadır. Etanın debisi 5 kg/h'dir. Yanma sonu gazlarının analizi hidrojenin tümünün H_2O'ya dönüştüğünü, fakat karbonun yüzde 95'inin CO_2'ye, geri kalan yüzde 5'inin ise CO'ya dönüştüğünü göstermektedir. Yanma sonu ürünlerinin yanma odasından 800 K sıcaklıkta çıktıklarını kabul ederek, yanma odasından olan ısı geçişini hesaplayın.
Çözüm: –179 420 kJ/h



ŞEKİL P14-58

14-59 Sabit hacimli kapalı bir kapta 120 g metan (CH_4) gazı ve 600 g O_2'den oluşan bir karışım vardır. Başlangıçta karışımın sıcaklığı ve toplam basıncı sırasıyla 25 °C ve 200 kPa'dir. Daha sonra karışım ateşlenmekte ve metan gazı tam olarak yanmaktadır. Son haldeki sıcaklık 1200 K olduğuna göre, (*a*) kap içindeki son basıncı, (*b*) yanma işlemi sırasında çevreye olan ısı geçişini hesaplayın.

14-60 Kapalı bir yanma odası, yanma işlemi sırasında içindeki basınç 150 kPa değerinde sabit kalacak bir biçimde tasarlanmıştır. Başlangıçta yanma odasının hacmi 0.8 m^3 olup, içinde 25 °C sıcaklıkta ve stokiometrik oranda oktan (C_8H_{18}) hava karışımı bulunmaktadır. Daha sonra karışım ateşlenmekte ve oktan tam olarak yanmaktadır. Son haldeki sıcaklık 1000 K olduğuna göre, yanma işleminden önceki ve sonraki gazları mükemmel gaz kabul ederek yanma işlemi sırasında çevreye olan ısı geçişini hesaplayın. *Çözüm:* 2868 kJ

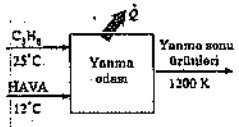
14-61 Sabit hacimli kapalı bir kapta 1 kmol benzen (C_6H_6) ve yüzde 30 fazla havadan oluşan bir karışım vardır. Başlangıçta karışımın sıcaklığı ve toplam basıncı sırasıyla 25 °C ve 1 atmosferdir. Daha sonra karışım ateşlenmekte, yanma olmaktadır. Yanma sonu gazları incelendiğinde hidrojenin tümünün H_2O'ya dönüştüğü, fakat karbonun yüzde 92'sinin CO_2'ye, geri kalan yüzde 8'inin ise CO'ya dönüştüğü görülmektedir. Son haldeki sıcaklık 1000 K olduğuna göre, yanma odasından olan ısı geçişini hesaplayın.

ŞEKİL P14-61

Adyabatik Alev Sıcaklığı

14-62K Bir yakıt önce stokiometrik miktarda havayla, daha sonra stokiometrik miktarda saf oksijenle yakılmaktadır. Adyabatik alev sıcaklığı hangi durumda daha yüksek olur?

14-63K 25 °C sıcaklıktaki bir yakıt, iyi yalıtılmış sürekli akışlı bir yanma odasında 25 °C sıcaklıktaki havayla yanmaktadır. Hangi koşullarda yanma işleminin adyabatik alev sıcaklığı en yüksek değerine ulaşır?



ŞEKİL P14-52

14-64 7 °C sıcaklıktaki hidrojen (H_2), sürekli akışlı, adyabatik bir yanma işleminde, 7 °C sıcaklıkta yüzde 20 fazla havayla yanmaktadır. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, yanma sonu gazlarının çıkış sıcaklığını hesaplayın. *Çözüm:* 2251.4 K

14-65 25 °C sıcaklıktaki asetilen gazı (C_2H_2), sürekli akışlı bir yanma işleminde, 27 °C sıcaklıktaki, yüzde 30 fazla havayla yanmaktadır. Yanma işlemi sırasında çevreye her kmol asetilen için 75 000 kJ ısı geçişi olduğu gözlenmektedir. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, yanma sonu gazlarının çıkış sıcaklığını hesaplayın. *Çözüm:* 2303 K

14-66 Sabit hacimli, adyabatik ve kapalı bir kapta, 1 kmol hidrojen (H_2) gazı ve stokiometrik miktarda havadan oluşan bir karışım vardır. Başlangıçta karışımın sıcaklığı ve toplam basıncı sırasıyla 25 °C ve 1 atmosferdir. Daha sonra karışım ateşlenmekte ve yanma olmaktadır. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, son halde kaptaki sıcaklığı hesaplayın.

14-67 25 °C sıcaklıktaki gaz oktan (C_8H_{18}), sürekli akışlı, adyabatik bir yanma odasında, 25 °C sıcaklık, 1 atmosfer basınç ve yüzde 60 bağıl nemde olan yüzde 30 fazla havayla yanmaktadır. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, yanma sonu gazlarının çıkış sıcaklığını hesaplayın.

Entropi Değişimi ve Kimyasal Reaksiyona Giren Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

14-68K Kimyasal reaksiyona giren sistemler için entropinin artışı ilkesini açıklayın.

14-69K Termodinamiğin üçüncü yasasının önemini açıklayın.

14-70K 1 atmosferden farklı basınçlarda mükemmel gazların mutlak entropileri nasıl hesaplanır?

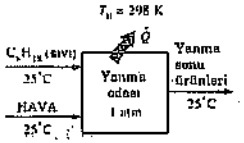
14-71K Kimyasal reaksiyonların birçoğunda iş etkileşimleri olmadığından, kimyasal reaksiyonlarla ilişkili tersinir işi hesaplamak zaman kaybına mı yol açar?

14-72K Bir bileşiğin Gibbs oluşum fonksiyonu g_f^* neyi ifade eder?

14-73 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki bir kmol H_2, aynı haldeki 0.5 kmol O_2 ile sürekli akışlı bir açık sistemde yanmaktadır. Yanma işleminde oluşan H_2O, daha sonra çevre koşulları olan 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınca getirilmektedir. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, yanma işlemi için tersinir işi ve tersinmezliği hesaplayın.

14-74 Etilen (C_2H_4) gazı sürekli akışlı ve adyabatik bir yanma odasında yüzde 20 fazla havayla yanmaktadır. Hem etilen hem de hava yanma odasına 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta girmekte, yanma sonu gazları yanma odasından 1 atmosfer basınçta çıkmaktadır. Yanmanın tam ve çevre sıcaklığının T_0 = 25 °C olduğunu kabul ederek, (*a*) yanma sonu ürünlerinin sıcaklığını, (*b*) entropi üretimini, (*c*) tersinmezliği hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 2269.6 K, (*b*) 1457.46 kJ/(kmol · K), (*c*) 434 320 kJ/kmol

ŞEKİL P14-64



ŞEKİL P14-75

14-75 Sıvı oktan (C_8H_{18}) sürekli akışlı bir yanma odasına, 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta, 0.4 kg/dakika debiyle girmekte, burada yanma odasına 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta giren yüzde 50 fazla havayla yanmaktadır. Yanma işleminden çıkan ürünler 25 °C sıcaklığa soğutulmaktadır. Yanmanın tam olduğunu ve yanma sonu ürünleri içindeki H_2O'nun tümüyle sıvı fazında bulunduğunu kabul ederek, (*a*) birim zamanda yanma odasından olan ısı geçişini, (*b*) birim zamanda üretilen entropiyi, (*c*) tersinir işi ve tersinmezliği hesaplayın. T_0 = 298 K olduğunu ve yanma sonu ürünlerinin, yanma odasından 1 atmosfer toplam basınçta çıktıklarını kabul edin.

14-76 Asetilen gazı (C_2H_2) sürekli akışlı bir yanma işleminde yüzde 20 fazla havayla tam olarak yanmaktadır. Yakıt ve hava yanma odasına ayrı ayrı 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta girmekte, yanma odasından 25 °C sıcaklıktaki çevreye her kmol C_2H_2 için 300 000 kJ ısı geçişi olmaktadır. Yanma sonu ürünleri yanma odasından 1 atmosfer basınçta çıkmaktadır. Bu işlem sırasında (*a*) yanma sonu ürünlerinin sıcaklığını, (*b*) her kmol C_2H_2 için toplam entropi değişimini, (*c*) tersinir işi ve tersinmezliği hesaplayın.

14-77 CO gazı, sürekli akışlı bir yanma odasında havayla yanmaktadır. CO gazı yanma odasına 37 °C sıcaklık ve 110 kPa basınçta, 0.4 m^3/dakika debiyle, hava ise yanma odasına 25 °C sıcaklık ve 110 kPa basınçta, 1.5 kg/dakika debiyle girmektedir. Yanma sırasında 800 K sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi olmakta ve yanma sonu ürünleri yanma odasından 900 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Yanmanın tam ve T_0 = 25 °C olduğunu kabul ederek, (*a*) yanma odasından birim zamanda olan ısı geçişini, (*b*) birim zamanda yapılabilecek tersinir işi, (*c*) birim zamandaki tersinmezliği hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 3567 kJ/dakika, (*b*) 1628 kJ/dakika, (*c*) 1628 kJ/dakika

14-78 1 atmosfer basınç ve 25 °C sıcaklıktaki benzen gazı (C_6H_6), sürekli akışlı bir yanma odasında yüzde 95 teorik havayla yanmaktadır. Hava yanma odasına 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta girmektedir. Yanma sırasında hidrojenin tümü H_2O'ya dönüşürken, karbonun bir bölümüyle CO oluşmaktadır. Yanma sırasında T_0 = 25 °C sıcaklığındaki çevreye ısı geçişi olmakta ve yanma sonu ürünleri yanma odasından 1 atmosfer basınç ve 1000 K sıcaklıkta çıkmaktadır. (*a*) Isı geçişini, (*b*) tersinmezliği hesaplayın.

14-79 Sıvı propan (C_3H_8) sürekli akışlı bir yanma odasına 25 °C sıcaklıkta ve 1 atmosfer basınçta, 0.4 kg/dakika debiyle girmekte, burada yanma odasına 12 °C sıcaklıkta giren yüzde 150 fazla havayla karışarak yanmaktadır. Yanma sonu gazları yanma odasından 1200 K sıcaklık ve 1 atmosfer toplam basınçta çıkmaktadır. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, (*a*) havanın kütle debisini, (*b*) yanma odasından birim zamanda olan ısı geçişini, (*c*) yanma işlemi sırasında birim zamanda üretilen entropiyi hesaplayın. T_0 = 25 °C olduğunu kabul edin.
Çözüm: (*a*) 15.7 kg/dakika, (*b*) −1732 kJ/dakika, (*c*) 34.2 kJ/(dakika · K)

Genel Tekrar Problemleri

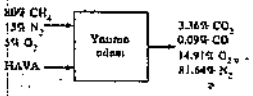
14-80 Bir yakıtın ısıl değerini belirlemek için, 1 g kütlesinde bir yakıt örneği bomba kalorimetresinde 100 g havayla yakılmaktadır. Yanma-

dan sonra denge hali sağlandığında, kalorimetrede bulunan 3 kg suyun sıcaklığının 1.5 °C yükseldiği görülmektedir. Yakıtın ısıl değerini kJ/kg olarak bulun.

14-81 Hidrojen (H_2), sürekli akışlı bir yanma odasına 30 °C sıcaklık, 97 kPa basınç ve yüzde 60 bağıl nemde giren yüzde 100 fazla havayla yanmaktadır. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, (*a*) hava yakıt oranını, (*b*) 6 kg/h debisindeki hidrojeni yakmak için havanın hacimsel debisinin ne olması gerektiğini hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 70.2 kg hava/kg yakıt, (*b*) 881.2 m^3/h

14-82 Mol oranı olarak yüzde 80 CH_4, yüzde 15 N_2 ve yüzde 5 O_2'den oluşan bir gaz yakıt, yüzde 120 teorik havayla tam olarak yanmaktadır. Hava, sürekli akışlı yanma odasına 30 °C sıcaklık, 100 kPa basınç ve yüzde 60 bağıl nemde girmektedir. (*a*) hava yakıt oranını, (*b*) 1 kg/dakika debisindeki yakıt için kullanılan havanın hacimsel debisini hesaplayın.

14-83 Mol oranı olarak, yüzde 80 CH_4, yüzde 15 N_2 ve yüzde 5 O_2'den oluşan bir gaz yakıt; sürekli akışlı bir yanma odasında 25 °C sıcaklık ve 100 kPa basınçta giren kuru havayla yanmaktadır. Yanma sonu ürünlerinin kuru hacimsel analizi, yüzde 3.36 CO_2, yüzde 0.09 CO, yüzde 14.01 O_2 ve yüzde 81.64 N_2 sonucunu vermektedir. (*a*) Hava yakıt oranını, (*b*) teorik hava yüzdesini, (*c*) 1 kg/dakika debisindeki yakıt için kullanılan havanın hacimsel debisini hesaplayın.



ŞEKİL P14-83

14-84 CO gazı, sürekli akışlı bir yanma odasında havayla yanmaktadır. CO gazı yanma odasına 37 °C sıcaklık, 110 kPa basınç ve 0.4 m^3/dakika debiyle, hava ise 25 °C sıcaklık, 110 kPa ve 1.5 kg/dakika debiyle girmektedir. Yanma sonu ürünleri, yanma odasından 900 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Yanmanın tam olduğunu kabul ederek, yanma odasından birim zamanda olan ısı geçişini hesaplayın.

14-85 25 °C sıcaklıktaki metan (CH_4) gazı, sürekli akışlı bir yanma odasına 17 °C sıcaklıkta giren kuru havayla yanmaktadır. Yanma sonu ürünlerinin kuru hacimsel analizi, yüzde 5.20 CO_2, yüzde 0.33 CO, yüzde 11.24 O_2 ve yüzde 83.23 N_2 sonucunu vermektedir. (*a*) Teorik hava yüzdesini, (*b*) yanma sonu ürünlerinin yanma odasından 700 K sıcaklıkta çıktıklarını kabul ederek, her kmol CH_4 için yanma odasından olan ısı geçişini hesaplayın.

14-86 8 m^3 hacmi olan, sabit hacimli kapalı bir kapta başlangıçta 25 °C sıcaklıkta 1 kmol hidrojen gazı (H_2) ve stokiometrik miktarda hava bulunmaktadır. Karışım daha sonra tutuşturulmakta, tüm hidrojen H_2O'ya dönüşmekte ve yanma sonu ürünleri 25 °C sıcaklığa soğutulmaktadır. (*a*) Yoğuşan H_2O'nun oranını, (*b*) yanma odasından olan ısı geçişini hesaplayın.

14-87 Propan gazı (C_3H_8), sürekli akışlı bir yanma odasında havayla yanmaktadır. Hem hava hem de yakıt yanma odasına 1 atmosfer basınç ve 25 °C sıcaklıkta girmektedir. Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerini ihmal ederek adyabatik alev sıcaklığını, (*a*) yüzde 100 teorik havayla tam yanma, (*b*) yüzde 300 teorik havayla tam yanma, (*c*) yüzde 95 teorik havayla yanma durumları için hesaplayın. Son şıkta yanma sonu ürünleri arasında CO'nun da bulunacağı not edilmelidir.

14-88 25 °C sıcaklıktaki sıvı benzinin (C_8H_{18} kabul edilebilir) sürekli akışlı açık bir sistemde, 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki havayla yanması sonunda elde edilebilecek en yüksek sıcaklığı hesaplayın. Yanma işleminde hava yerine 25 °C sıcaklıkta saf oksijen kullanılmış olsaydı, sonuç ne olurdu?

14-89 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki 1 kmol diesel yakıtından ($C_{12}H_{26}$), aynı halde bulunan çevre ortamında elde edilebilecek en çok işi hesaplayın.

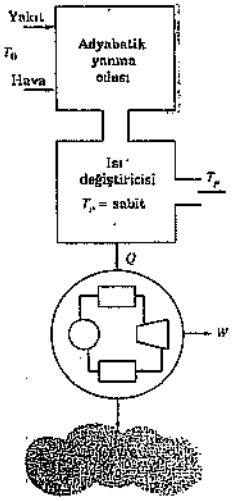
14-90 Sıvı oktan (C_8H_{18}), sürekli akışlı bir yanma odasında yüzde 200 fazla havayla yanmaktadır. Oktan yanma odasına, 25 °C sıcaklık ve 8 atmosfer basınçta, 1.2 kg/dakika debiyle girmektedir. Havanın yanma odasına giriş sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 500 K ve 8 atmosferdir. Yanma sonu gazları, yanma odasından 1300 K sıcaklık ve 8 atmosfer basınçta çıkarak adyabatik bir türbine girmekte ve burada 950 K sıcaklık, 2 atmosfer basınca genişlemektedir. Yanmanın tam ve çevre sıcaklığının 25 °C olduğunu kabul ederek, (*a*) yanma odasından birim zamanda olan ısı geçişini, (*b*) türbinde üretilen gücü, (*c*) işlemin tümü (yanma ve genişleme) için tersinir işi ve tersinmezliği hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 1154 kJ/dakika; (*b*) 486.6 kW; (*c*) 863.7 kW, 377.1 kW

14-91 Yanma işlemi sırasında sıcaklığın ve mol miktarının artması sonunda eğer basınç sabit kalıyorsa hacim artar, hacim sabit kalıyorsa basınç yükselir. Basınç veya hacimdeki artış en yüksek değerine, yanma teorik miktarda havayla adyabatik ve tam olarak gerçekleştiği zaman ulaşır.

Metil alkol buharının, CH_3OH (gaz), 0.8 L hacmi olan bir yanma odasında stokiometrik miktarda havayla yanmasını ele alın. Karışım başlangıçta 25 °C sıcaklık ve 98 kPa basınçtadır. (*a*) Yanmanın sabit hacimde gerçekleşmesi durumunda, yanma odasında oluşacak en yüksek basıncı, (*b*) yanmanın sabit basınçta olması durumunda yanma odasının genişleyeceği son hacmi hesaplayın.

14-92 Problem 14-91'i yakıt olarak metil alkol yerine metan kullanılması durumunda çözün.

14-93 Bir güç santralinin kazanı, yanma odası ve ısı değiştiricisi olmak üzere iki ayrı bölümden oluşmaktadır. Yakıt yanma odasında tam ve adyabatik olarak yanmakta, oluşan yanma sonu gazları daha sonra bir ısı değiştiricisinde Carnot makinesine ısı vererek adyabatik alev sıcaklığından T_p sıcaklığına soğumaktadır (Şekil P14-93). Carnot makinesine ısı geçişinin T_p sabit sıcaklığında (izotermal) gerçekleştiği kabul edilebilir. Carnot makinesinin yaptığı iş aşağıdaki bağıntıyla verilmektedir:



ŞEKİL P14-93

$$W = Q\eta_C = Q\left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right)$$

Burada Q, Carnot makinesine verilen ısıyı, T_0 ise çevre sıcaklığını göstermektedir. Carnot makinesinin işi, gazların ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı T_p adyabatik alev sıcaklığı T_{ad}'ye eşit olduğu zaman ($Q = 0$), veya T_p çevre sıcaklığı T_0'a eşit olduğu zaman ($\eta_C = 0$) sıfır olur. Carnot makinesinin yapacağı en çok iş (W_{maks}) ise bu değerler arasındaki bir

sıcaklıkta olacaktır. Yanma sonu gazlarının mükemmel gaz olduğunu, özgül ısılarının sabit kaldığını ve karışımdaki mol oranlarının ısı değiştiricisinde değişmediğini kabul ederek, en çok işin,

$$T_\mu = \sqrt{T_{aa} T_0}$$

olduğu zaman yapıldığını, ayrıca bu durumda Carnot makinesinin işinin,

$$W_{maks} = CT_{aa}\left(1 - \sqrt{\frac{T_0}{T_{aa}}}\right)^2$$

olacağını gösterin. Burada C, yanma gazlarının karışım oranlarına ve özgül ısılarına bağlı sabit bir sayısal değerdir.

14-94 Bir güç santralinin kazanı, yanma odası ve ters akışlı bir ısı değiştiricisi olmak üzere iki ayrı bölümden oluşmaktadır. Yanma odasında yakıt tam ve adyabatik olarak yanmakta, ısı değiştiricisinde ise tersinir bir ısı makinesine ısı verilmektedir. Ters akışlı ısı değiştiricisinde, ısı makinesinde dolaşan akışkanın sıcaklığı, çevre sıcaklığı T_0'dan adyabatik alev sıcaklığı T_{aa}'ya yükselirken, yanma sonu gazlarının sıcaklığı T_{aa}'dan T_0'a düşmektedir. Isı makinesinde dolaşan akışkanın debisi bunu sağlayacak biçimde düzenlenmiştir. Yanma sonu gazlarının mükemmel gaz olduğunu, özgül ısılarının sabit kaldığını ve karışımdaki mol oranlarının ısı değiştiricisinde değişmediğini kabul ederek, tersinir ısı makinesinin işinin,

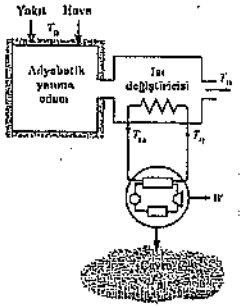
$$W = CT_0\left(\frac{T_{aa}}{T_0} - 1 - \ln\frac{T_{aa}}{T_0}\right)$$

bağıntısıyla verildiğini gösterin. Burada C, yanma gazlarının karışım oranlarına ve özgül ısılarına bağlı sabit bir sayısal değer olmaktadır.

Ayrıca, bu kazanın *etkin alev sıcaklığının* (T_e) aşağıda verilen bağıntıyla hesaplanabileceğini gösterin:

$$T_e = \frac{T_{aa} - T_0}{\ln\left(T_{aa}/T_0\right)}$$

Etkin alev sıcaklığı tanımlanırken, yukarıdaki kazanın (ısı kaynağının) T_e sabit sıcaklığında olduğu ve tersinir ısı makinesinin yukarıda gösterilen miktarda iş yaptığı düşünülmektedir.



ŞEKİL P14-94

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

14-95 Teorik hava yüzdesinin sıvı oktanın (C_8H_{18}) adyabatik yanma sıcaklığı üzerindeki etkisini belirleyen bir bilgisayar programı yazın. Hava ve oktanın yanma odasına 25 °C sıcaklıkta girdiklerini kabul edin. Adyabatik yanma sıcaklığını, yüzde 75, 90, 100, 120, 150, 200, 300, 500 ve 800 teorik hava için hesaplayın. Yakıttaki hidrojenin her zaman H_2O'ya, karbonun ise teorik hava yüzdesi 100 veya üzerinde olduğu zaman CO_2'ye, altında olduğu zaman CO_2 ve CO'ya dönüştüğünü kabul edin.

14-96 C_nH_m ile gösterilen genel bir hidrokarbon yakıtın sürekli akışlı bir yanma odasında tam yanması durumunda yanma odasından olan ısı geçişini hesaplayan bir bilgisayar programı yazın. Program, fazla hava

yüzdesini, yanma işlemine girenlerin ve yanma işleminden çıkanların sıcaklıklarını giriş bilgileri olarak okuyacaktır. Özgül ısıları Table A-2c'de verilen bağıntılarla hesaplayın. Yakıtın yanma odasına 25 °C sıcaklıkta girdiğini kabul edin. Bu programı adyabatik alev sıcaklığını hesaplamak için nasıl kullanabilirsiniz?

14-97 Bir gaz türbini motorunda kullanılabilecek uygun bir yanma işlemi tasarlayın. Motorun uygulandığı birkaç alan için değişik yakıtlar önerin.

14-98 İçinde hidrokarbon buharları ve havanın düşük basınçlı yanıcı karışımlarının bulunduğu sabit hacimli kaplar sıkça kullanılır. Bu tür karışımların tutuşmaları çok uzak bir olasılıktır, çünkü kap içinde tutuşmaya neden olacak bir kaynak yoktur. Fakat Güvenlik ve Tasarım Standartları (Safety and Design Codes), kap içinde yanma veya patlama olması durumunda kabın oluşacak basıncın dört katına kadar dayanıklı olmasını öngörür. 25 kPa gösterge basıncının altındaki çalışma basınçlarında, bu kapların standardları sağlamak için hangi basınca göre tasarlanmaları gerektiğini, (*a*) asetilen C_2H_2 (gaz), (*b*) propan C_3H_8 (gaz), (*c*) *n*-oktan C_8H_{18} (gaz) için hesaplayın. Yapacağınız her kabul için gerekçe belirtin.

14-99 Tehlikeli atıkların güvenli bir biçimde yokedilmesi endüstrileşmiş toplumların en önemli çevre sorunlarından biridir. Yoketme yöntemleri arasında, toprakla örtme, toprağa gömme, geri kazanma ve yakma sayılabilir. Yakma, organik maddeler gibi yanabilir atıklar için çoğu kez uygulanan bir yoketme yöntemidir. EPA (Çevre Koruma Kurulu) yönetmelikleri atık maddelerin belirli bir sıcaklığın üzerinde çevreyi kirletmeden tam olarak yakılmalarını zorunlu kılar. Belirlenen sıcaklığı sağlamak için (genellikle 1100 °C), atık maddenin yanması yeterli olmayabilir ve bir yakıtın kullanılması gerekir.

Bir endüstriyel işlemde, atık madde olarak etanol su karışımı 10 kg/s debiyle üretilmektedir. Metanolün karışımdaki kütle oranı 0.2'dir. Karışımın sürekli akışlı bir yanma odasında metan (CH_4) ile yanması öngörülmüştür. Bu yanma işlemini en az metan kullanımı ile gerçekleştirecek bir yöntem tasarlayın. Kabullerinizi belirtin.

14-100 Bulunduğunuz kente yakın bir güç santrali için aşağıdaki bilgileri toplayın: Santralin gücü, santralde kullanılan yakıt ve miktarı, pompa, fan ve diğer yardımcı makineler tarafından tüketilen güç, buca kayıpları ve yoğuşturucuda çevreye verilen ısı. Bu bilgilerden yararlanarak, borulardan ve diğer elemanlardan olan ısı kayıplarını belirleyin, santralin ısıl verimini hesaplayın.

14-101 Oksijen pekiştirmeli yakıt (oxygenated fuel) nedir? Oksijen pekiştirmeli yakıtların birim kütle için ısıl değerlerini, benzer hidrokarbon yakıtların ısıl değerleriyle karşılaştırın. Bazı büyük kentlerde kış aylarında oksijen pekiştirmeli yakıt kullanımı neden zorunludur?

14-102 Doğrudan enerji dönüşümüyle güç üretimi yöntemlerinden biri magnetohidrodinamik (MHD) jeneratörlerin kullanılmasıdır. MHD jeneratörlerinin bugünkü durumu üzerinde bir araştırma yapın. Çalışma ilkelerini açıklayın ve alışılagelmiş güç santrallerinden farklılıklarını belirtin. MHD jeneratörlerinin gerçek uygulamalarda kullanılabilmeleri için çözülmesi gerekli problemleri irdeleyin.

Kimyasal Denge ve Faz Dengesi

BÖLÜM 15

15

14. Bölümde yanma işlemi incelenirken, yeterince zaman ve oksijen olması durumunda yanma işleminin tam olduğu kabul edildi. Fakat durum genellikle böyle değildir. Bir kimyasal reaksiyon, yeterince zaman ve oksijen olmasına karşın tamamlanmadan önce denge haline ulaşabilir.

Çevresinden ayrık olduğu zaman sistemde bir değişiklik olmuyorsa, sistem denge halindedir. Ayrık bir sistemde, basınç değişiklikleri olmuyorsa *mekanik denge*; sıcaklık değişiklikleri olmuyorsa *ısıl denge*, bir fazdan diğerine geçiş olmuyorsa *faz dengesi* ve kimyasal bileşimde değişiklik olmuyorsa *kimyasal denge* vardır. Mekanik ve ısıl denge kolayca gözlenebilir, fakat kimyasal denge ve faz dengesinin koşulları daha karmaşıktır.

Kimyasal reaksiyona giren sistemler için denge kıstası termodinamiğin ikinci yasasına, hatta doğrudan entropinin artışı ilkesine dayanır. Adyabatik sistemler için kimyasal denge, sistemin entropisi en yüksek değerine eriştiğinde oluşur. Fakat kimyasal reaksiyona giren sistemlerin çoğu adyabatik değildir. Bu nedenle kimyasal reaksiyona giren sistemler için daha genel bir denge kıstasının geliştirilmesi gerekir.

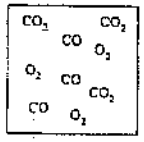
Bu bölümde, kimyasal denge için genel bir kıstas geliştirilmiş ve mükemmel gaz karışımlarına uygulanmıştır. Bu çözümleme, birarada eşzamanlı gerçekleşen kimyasal reaksiyonları da kapsayacak biçimde genişletilmiştir. Son olarak, reaksiyona girmeyen sistemlerin faz dengesi incelenmiştir.

15.1 ■ KİMYASAL DENGE KISTASI

İçinde belirli bir sıcaklık ve basınçta CO, O_2 ve CO_2 karışımı bulunan bir yanma odası düşünün. Bu odada neler olacağını belirlemeye çalışalım (Şekil 15-1). Akla ilk gelen, CO ile O_2'nin aşağıda gösterilen kimyasal reaksiyonla daha çok CO_2 oluşturmasıdır:

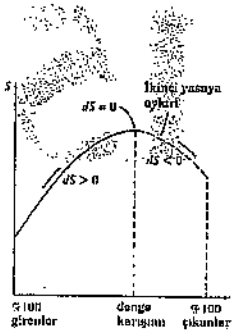
$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 \longrightarrow CO_2$$

Bir başka olasılık, yanma odasındaki CO_2'nin bir bölümünün CO ve O_2'ye ayrışmasıdır. Üçüncü bir olasılık da üç karışan arasında hiçbir reaksiyonun olmaması, başka bir deyişle, kimyasal dengenin oluşmasıdır. Görüldüğü gibi, sistemin sıcaklığını, basıncını ve sistemi oluşturan karışanların mol oranlarını bilmemize karşın, başka bir deyişle sistemin halini bilmemize karşın, sistemin kimyasal dengede olup olmadığı konusunda kuşku duymaktayız. Aşağıda, bunun kararını verebilmek için gerekli bağıntılar geliştirilecektir.



ŞEKİL 15-1
Verilen bir sıcaklık ve basınçta içinde CO_2, CO ve O_2 karışımının bulunduğu reaksiyon odası.

Yukarıda sözü edilen CO, O_2 ve CO_2 karışımının verilen sıcaklık ve basınçta kimyasal dengede olduğu kabul edilsin. Bu karışımdaki karışanların mol oranları karışımın sıcaklığı veya basıncı değişmediği sürece değişmeyecektir. Başka bir deyişle, kimyasal reaksiyona giren bir karışımda, denge karışımını oluşturan karışanların mol oranları değişik sıcaklık ve basınçlarda farklı olacaktır. Bu nedenle kimyasal denge için bir kıstas geliştirirken, kimyasal reaksiyona giren sistem sabit basınç ve sıcaklıkta gözönüne alınacaktır.



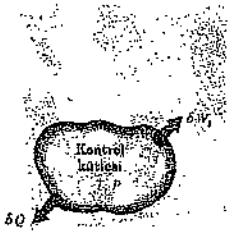
ŞEKİL 15-2
Adyabatik olarak gerçekleşen bir kimyasal reaksiyon için denge kıstası.

Kimyasal reaksiyona girsin veya girmesin, sistem için entropinin artışı ilkesi, 6. Bölümde aşağıda gösterildiği gibi ifade edilmişti:

$$dS_{\text{sistem}} \geq \frac{\delta Q}{T} \qquad (15\text{-}1)$$

Adyabatik bir sistem için, yukarıdaki bağıntı $dS_{\text{sistem}} \geq 0$ biçiminde sadeleşir. Bu ilkeye göre, adyabatik bir yanma odasında kimyasal reaksiyon entropinin artığı yönde gelişir ve entropi en yüksek değere ulaştığı zaman reaksiyon son bulur (Şekil 15-2). Bu nedenle entropi, kimyasal reaksiyona giren sistemlerin çözümlemesi için çok yararlı bir özelliktir.

Kimyasal reaksiyona giren bir sistemin çevresiyle ısı alışverişi oluyorsa, entropinin artışı ilkesinin (15-1 numaralı denklem) kullanımı kolay değildir, çünkü sistemle çevre arasındaki ısı geçişinin belirlenmesi gerekir. Daha pratik bir yaklaşım, sadece kimyasal reaksiyona giren sistemin özelikleriyle ifade edilen bir denge kıstasının bulunmasıdır. Aşağıda bu tür bir bağıntı geliştirilecektir.



ŞEKİL 15-3
Belirli bir sıcaklık ve basınçta kimyasal reaksiyona giren bir kontrol kütlesi.

Belirli bir T sıcaklığı ve P basıncında, içinde reaksiyon olan basit sıkıştırılabilir bir kapalı sistem ele alınsın (Şekil 15-3). Sistemin çevreyle olan iş etkileşiminin sadece sanki-dengeli bir biçimde olabileceği kabul edilsin. Bu sistem için birinci ve ikinci yasa bağıntıları birleştirilirse,

$$\left.\begin{aligned} \delta Q - P\,dV &= dU \\ dS &\geq \frac{\delta Q}{T} \end{aligned}\right\} \quad dU + P\,dV - T\,dS \leq 0 \qquad (15\text{-}2)$$

elde edilir. Gibbs fonksiyonunun ($G = H - TS$) sabit sıcaklık ve basınçta diferansiyeli aşağıda gösterildiği gibi bulunur:

$$(dG)_{T,P} = dH - T\,dS - S\,dT$$
$$= (dU + P\,dV + V\,dP) - T\,dS - S\,dT$$

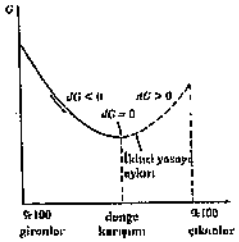
Fakat dP ve dT sıfır olduğu için,

$$(dG)_{T,P} = dU + P\,dV - T\,dS \qquad (15\text{-}3)$$

elde edilir. 15-2 ve 15-3 numaralı denklemler birleştirildiğinde $(dG)_{T,P} \leq 0$ sonucuna varılır. Bu nedenle, belirli bir sıcaklık ve basınçta, kimyasal reaksiyon Gibbs fonksiyonunun azaldığı yönde gelişir. Gibbs fonksiyonu en küçük değerine ulaştığı zaman reaksiyon son bulur ve kimyasal denge oluşur (Şekil 15-4). Bu nedenle kimyasal denge kıstası,

$$(dG)_{T,P} = 0 \qquad (15\text{-}4)$$

şeklinde ifade edilebilir. Belirli bir sıcaklık ve basınçta, kimyasal reaksiyon Gibbs fonksiyonunun arttığı yönde gelişemez, çünkü bu termodinamiğin ikinci yasasına aykırı olur. Sıcaklık veya basınç değiştiği zaman, kimyasal reaksiyona giren sistem yeni bir denge haline ulaşacaktır, bu hal yeni sıcaklık ve basınçta Gibbs fonksiyonunun en küçük değeri alacağı haldir.

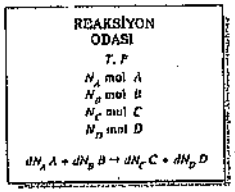


ŞEKİL 15-4

Belirli bir sıcaklık ve basınç için kimyasal denge kıstası.

Kimyasal dengeyi karışanların özelikleriyle ifade eden bir bağıntı elde edebilmek için, dört kimyasal karışan A, B, C ve D'nin belirli bir sıcaklık ve basınçta denge halinde bulunduğu bir karışım ele alınsın. Karışanların mol miktarları n_A, n_B, n_C ve n_D ile gösterilsin. Bu denge halinde sıcaklık ve basınç değişmezken, sonsuz küçük bir reaksiyon olduğu ve diferansiyel miktarlarda A ve B'nin C ve D'ye dönüştüğü kabul edilsin (Şekil 15-5):

$$dn_A\ A + dn_B\ B \longrightarrow dn_C\ C + dn_D\ D$$



ŞEKİL 15-5

Sabit sıcaklık ve basınçtaki odada reaksiyonun sonsuz küçük miktarda gelişimi.

15-4 numaralı denklemle verilen denge kıstası, bu reaksiyon sırasında karışımın Gibbs fonksiyonundaki değişimin sıfır olmasını gerektirir. Başka bir anlatımla,

$$(dG)_{T,P} = \sum (d\bar{G}_i)_{T,P} = \sum (\bar{g}_i\ dn_i)_{T,P} = 0 \qquad (15\text{-}5)$$

veya

$$\bar{g}_C\ dn_C + \bar{g}_D\ dn_D + \bar{g}_A\ dn_A + \bar{g}_B\ dn_B = 0 \qquad (15\text{-}6)$$

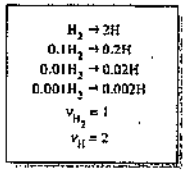
olur. Burada $\bar{g}$, verilen basınç ve sıcaklıkta birim mol için Gibbs fonksiyonu (*kimyasal potansiyel* adıyla da bilinir), dn ise karışanların mol miktarlarındaki diferansiyel değişimdir.

dn'ler arasında bir bağıntı bulmak için, reaksiyonun stokiometrik veya teorik denklemi yazılabilir:

$$\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D \qquad (15\text{-}7)$$

Burada ν'ler stokiometrik katsayılar olup, reaksiyon verildiği zaman kolaylıkla belirlenmektedir. Kimyasal reaksiyona giren karışımın denge halinde, karışanların mol oranlarının belirlenmesi için stokiometrik reaksiyondan yararlanılır, çünkü karışanların mol miktarlarındaki değişimler stokiometrik katsayılarla orantılıdır (Şekil 15-6). Matematiksel olarak ifade edersek,

$$\begin{aligned} dn_A &= -\varepsilon\nu_A \qquad dn_C = \varepsilon\nu_C \\ dn_B &= -\varepsilon\nu_B \qquad dn_D = \varepsilon\nu_D \end{aligned} \qquad (15\text{-}8)$$



ŞEKİL 15-6

Bir kimyasal reaksiyon sırasında, karışanların mol miktarlarındaki değişim, reaksiyon ne kadar ilerlemiş olursa olsun, stokiometrik katsayılarla orantılıdır.

elde edilir. Burada ε bir oranlama sabiti olup reaksiyonunun gelişimini gösterir. İlk iki terim eksi işaretlidir, çünkü A ve B'nin mol miktarları reaksiyon ilerledikçe azalır.

Örnek olarak, kimyasal reaksiyona giren C_2H_6, O_2, CO_2 ve H_2O karışımı ele alınsın. 1 μmol (10^{-6} mol) C_2H_6'nın reaksiyonu, stokiometrik denklem uyarınca CO_2'nin 2 μmol, H_2O'nun 3 μmol artmasına, O_2'nin ise 3.5 μmol azalmasına neden olacaktır:

$$C_2H_6 + 3.5O_2 \longrightarrow 2CO_2 + 3H_2O$$

Böylece, bir karışanın mol miktarındaki değişim, stokiometrik katsayının milyonda biri kadar olacaktır ($\varepsilon = 10^{-6}$).

15-8 numaralı denklemdeki eşitlikler, 15-6 numaralı denkleme konur ve ε'lar karşılıklı silinirse,

$$\nu_C\bar{g}_C + \nu_D\bar{g}_D - \nu_A\bar{g}_A - \nu_B\bar{g}_B = 0 \qquad (15\text{-}9)$$

elde edilir. Bu denklemde stokiometrik katsayılarla, reaksiyona giren ve çıkan karışanların birim mol için Gibbs fonksiyonları yer almaktadır. Yukarıdaki bağıntı **kimyasal denge kıstası** diye adlandırılır ve hangi fazda olursa olsun tüm kimyasal reaksiyonlar için geçerlidir.

15-9 numaralı denklem, anlatım kolaylığı açısından, iki giren ve iki çıkan karışanın olduğu bir kimyasal reaksiyon için çıkarılmıştır. Fakat denklem, daha çok sayıda giren ve çıkan karışanın olduğu kimyasal reaksiyonlar için de benzer bir biçimde yazılabilir. Aşağıda, mükemmel gaz karışımlarının denge kıstası incelenecektir.

15-2 ■ MÜKEMMEL GAZ KARIŞIMLARI İÇİN DENGE SABİTİ

Belirli bir sıcaklık ve basınçta denge halinde bulunan mükemmel bir gaz karışımı incelensin. Mükemmel bir gazın Gibbs fonksiyonu da entropisi gibi hem sıcaklık hem de basınca bağlıdır. Gibbs fonksiyonunun değerleri, genellikle 1 atmosfer referans basıncında sıcaklığa bağlı olarak tablolarla verilir. Mükemmel bir gazın Gibbs fonksiyonunun sabit sıcaklıkta basınçla değişimi, Gibbs fonksiyonunun tanımından ve sabit sıcaklıkta bir hal değişimi için entropi değişimi bağıntısından yararlanarak bulunabilir. Böylece, $\bar{g} = \bar{h} - T\bar{s}$ ve $\Delta\bar{s} = -R_u \ln(P_2/P_1)$ olduğu için,

$$(\Delta\bar{g})_T = \cancel{\Delta\bar{h}}^{\,0} - T\,\Delta\bar{s}$$
$$= -T\,\Delta\bar{s}$$
$$= R_u T \ln\frac{P_2}{P_1}$$

bulunur. Bu durumda bir mükemmel gaz karışımında i. karışanının, karışım sıcaklığı T ve karışanın kısmi basıncı P_i'deki Gibbs fonksiyonu,

$$\bar{g}_i(T, P_i) = \bar{g}_i(T) + R_u T \ln P_i \qquad (15\text{-}10)$$

biçiminde ifade edilir. Burada $\bar{g}_i(T)$, i. karışanın 1 atmosfer basınç ve T sıcaklığında Gibbs fonksiyonunu, P_i de i. karışanın atmosfer birimiyle

kısmi basıncını göstermektedir. Gibbs fonksiyonunu veren bağıntı, 15-9 numaralı denklemde her karışan için yerine konursa,

$$\nu_C[\overline{g}^*_C(T) + R_u T \ln P_C] + \nu_D[\overline{g}^*_D(T) + R_u T \ln P_D] - \nu_A[\overline{g}^*_A(T) + R_u T \ln P_A] - \nu_B[\overline{g}^*_B(T) + R_u T \ln P_B] = 0$$

elde edilir. Yazım kolaylığı bakımından standart hal Gibbs fonksiyonu değişimi aşağıda gösterildiği gibi tanımlansın:

$$\Delta G^*(T) = \nu_C \overline{g}^*_C(T) + \nu_D \overline{g}^*_D(T) - \nu_A \overline{g}^*_A(T) - \nu_B \overline{g}^*_B(T) \qquad (15\text{-}11)$$

Bu tanım yukarıdaki denklemde kullanılır ve sadeleştirme yapılırsa,

$$\Delta G^*(T) = -R_u T(\nu_C \ln P_C + \nu_D \ln P_D - \nu_A \ln P_A - \nu_B \ln P_B)$$

$$= -R_u T \ln \frac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}} \qquad (15\text{-}12)$$

elde edilir. Mükemmel gaz karışımlarının kimyasal dengesi için denge sabiti K_P, aşağıda gösterildiği gibi tanımlanır:

$$K_P = \frac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}} \qquad (15\text{-}13)$$

Bu tanım 15-12 numaralı denklemde kullanılır ve düzenleme yapılırsa,

$$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/(R_u T)} \qquad (15\text{-}14)$$

elde edilir. Bu nedenle, verilen bir sıcaklıkta, mükemmel gaz karışımının denge sabiti K_P, aynı sıcaklıktaki standart hal Gibbs fonksiyonunun değişiminden hesaplanabilir. Değişik reaksiyonlar için K_P değerleri Tablo A-28'de verilmiştir.

Denge sabiti belirlendikten sonra, mükemmel gaz karışımındaki karışanların denge halindeki mol oranları hesaplanabilir. Bu işlem, karışanların kısmi basınçlarını mol oranlarıyla ifade ederek yapılır:

$$P_i = y_i P = \frac{n_i}{n_{\text{toplam}}} P$$

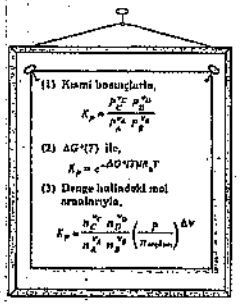
Burada P, toplam basıncı, n_{toplam} ise karışanların, kimyasal reaksiyona girmeyen karışanlar da içinde olmak üzere, toplam mol miktarını göstermektedir. 15-13 numaralı denklemdeki kısmi basınçların yerine yukarıdaki bağıntıyla verilen değerler yazılır ve denklem sadeleştirilirse aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$K_P = \frac{n_C^{\nu_C} n_D^{\nu_D}}{n_A^{\nu_A} n_B^{\nu_B}} \left(\frac{P}{n_{\text{toplam}}} \right)^{\Delta\nu} \qquad (15\text{-}15)$$

Burada,

$$\Delta\nu = \nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B$$

olmaktadır (Şekil 15-7). 15-15 numaralı denklem, iki giren ve iki çıkan karışanın olduğu bir reaksiyon için çıkarılmıştır. Fakat denklem, daha çok sayıda giren ve çıkan karışanın olduğu reaksiyonlar için de benzer bir biçimde yazılabilir.



ŞEKİL 15-7
Kimyasal reaksiyona giren mükemmel gaz karışımları için K_P'nin üç eşdeğer gösterimi.

ÖRNEK 15-1

15-14 numaralı denklemden ve Gibbs fonksiyonunun tablo değerlerinden yararlanarak, $N_2 \rightarrow 2N$ ayrışma reaksiyonunun 25 °C sıcaklıktaki denge sabiti K_P'yi hesaplayın. Bulduğunuz sonucu, Tablo A-28'de verilen K_P değeriyle karşılaştırın.

Çözüm Bu reaksiyonun 298 K sıcaklıktaki denge sabiti K_P'nin doğal logaritması Tablo A-28'de $\ln K_P = -367.5$ olarak verilmiştir. Tablolara erişilemediği durumlarda K_P, 15-14 numaralı denklem ve Gibbs fonksiyonu değerlerinden yararlanarak hesaplanabilir:

$$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/(R_u T)}$$

Burada, 15-11 numaralı denklemden,

$$\Delta G^*(T) = \nu_N \overline{g}^*_N(T) - \nu_{N_2} \overline{g}^*_{N_2}(T)$$
$$= (2)(455510 \text{ kJ/kmol}) - 0$$
$$= 911020 \text{ kJ/kmol}$$

olarak hesaplanmaktadır. Bu değer üstteki denklemde yerine konursa,

$$\ln K_P = -\frac{911020 \text{ kJ/kmol}}{[8.314 \text{ kJ/(kmol·K)}](298.15 \text{ K})}$$
$$= -367.5$$

veya

$$K_P = 2 \times 10^{-160}$$

elde edilir. Hesaplanan K_P değeri Tablo A-28'de verilen değerle aynıdır. Bu reaksiyon için K_P değeri sıfıra çok yakındır. Bu da reaksiyonun verilen sıcaklıkta gerçekleşmeyeceğini gösterir.

Bu reaksiyonda, bir giren (N_2) ve bir çıkan (N) karışan olduğu ve stokiometrik katsayıların $\nu_N = 2$ ve $\nu_{N_2} = 1$ olduğu gözlenmektedir. Ayrıca N_2 gibi kararlı elementlerin standart hal olan 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta Gibbs fonksiyonlarının sıfır olduğu not edilmelidir. Diğer sıcaklıklardaki Gibbs fonksiyonları, entalpi ve mutlak entropi değerlerinden, Gibbs fonksiyonunun tanımını kullanarak hesaplanabilir. Bu durumda,

$$\overline{g}^*(T) = \overline{h}^*_f + \overline{h}_T - \overline{h}_{298\text{ K}} - T\overline{s}^*_T$$

olur.

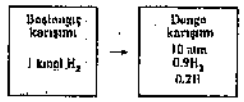
ÖRNEK 15-2

10 atmosfer basınçta, hidrojen molekülünün (H_2) yüzde 10'unun tek atomlu hidrojene (H) dönüştüğü sıcaklığı hesaplayın.

Çözüm Şekil 15-8'de gösterildiği gibi 1 kmol H_2 ele alınsın. Bu durumda stokiometrik ve gerçek reaksiyonlar aşağıda gösterildiği gibi olur:

Stokiometrik: $H_2 \rightleftharpoons 2H \quad (\nu_{H_2} = 1 \text{ ve } \nu_H = 2)$

Gerçek: $H_2 \longrightarrow \underbrace{0.9H_2}_{\text{giren (artan kalan)}} + \underbrace{0.2H}_{\text{çıkan}}$



ŞEKİL 15-8
Örnek 15-2'nin genel çizimi.

Çift yönlü ok, stokiometrik reaksiyonu gerçek reaksiyondan ayırmak için kullanılmıştır. Bu reaksiyonda bir giren (H_2) ve bir çıkan (H) karışan vardır. Denge

halinde 0.9 kmol H_2 ve 0.2 kmol H bulunacaktır. Bu nedenle $n_{H_2} = 0.9$ ve $n_H = 0.2$ olmaktadır. H_2 ve H mükemmel gaz kabul edilirse,

$$K_p = \frac{n_H^{\nu_H}}{n_{H_2}^{\nu_{H_2}}}\left(\frac{P}{n_{toplam}}\right)^{\nu_H-\nu_{H_2}} = \frac{(0.2)^2}{0.9}\left(\frac{10}{0.9+0.2}\right)^{2-1} = 0.404$$

bulunur. Bu K_p değerine karşı gelen sıcaklık Tablo A-28'den,

$$T = 3535 \text{ K}$$

olarak bulunur. Bu nedenle sıcaklık 3535 K olduğu zaman H_2'nin yüzde 10'u H'ya ayrışır. Sıcaklık daha da yükseltilirse bu oran artacaktır.

Denge denklemlerinde kullanılan iki yönlü ok, kimyasal denge sağlandığında reaksiyonun durmadığını, fakat iki yönde de eşit hızda geliştiğini göstermektedir. Başka bir deyişle, denge hali gerçekleştiği zaman, reaksiyona girenlerin azalma hızı bu maddelerin ters reaksiyonla yeniden oluşma hızına eşit olmaktadır.

15-3 ■ Mükemmel Gaz Karışımının Denge Sabiti K_p Üzerinde Bazı Gözlemler

Bir önceki bölümde, kimyasal reaksiyona giren mükemmel gaz karışımlarının denge sabitiyle ilgili olarak üç eşdeğer bağıntı elde edildi: Bunlardan birincisi olan 15-13 numaralı denklem K_p'yi *kısmi basınçlar* ile ifade etmektedir. İkinci bağıntı olan 15-14 numaralı denklem K_p'yi *standart hal Gibbs fonksiyonu değişimi* $\Delta G^*(T)$ ile göstermektedir. Son bağıntı olan 15-15 numaralı denklem ise K_p'yi karışanların *mol miktarları* ile ifade etmektedir. Her üç bağıntı da aynı sonucu verir, fakat bazı durumlarda birinin kullanımı diğerlerine göre daha kolay olur. Örneğin, sıcaklık ve basınç verildiği zaman, reaksiyona giren bir mükemmel gaz karışımının denge halinde; karışanların mol oranlarını 15-15 numaralı denklemle hesaplamak daha kolay olur. Bu bağıntılara dayanarak, mükemmel gaz karışımının denge sabiti K_p ile ilgili aşağıdaki gözlemler yapılabilir:

1 *Bir reaksiyonun denge sabiti sadece sıcaklığa bağlıdır.* K_p, denge karışımının basıncından bağımsızdır ve reaksiyona katılmayan gazların varlığı K_p'yi etkilemez. Bunun nedeni, K_p'nin, sadece sıcaklığın fonksiyonu olan $\Delta G^*(T)$'ye bağlı olması ve reaksiyona katılmayan gazlar için $\Delta G^*(T)$'nin sıfır olmasıdır (15-14 numaralı denkleme bakın). Böylece, belirli bir sıcaklıkta aşağıda verilen dört reaksiyonun da K_p değerleri eşit olur:

$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ — 1 atmosfer basınçta

$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ — 5 atmosfer basınçta

$H_2 + \frac{1}{2}O_2 + 3N_2 \rightleftharpoons H_2O + 3N_2$ — 3 atmosfer basınçta

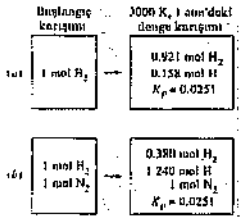
$H_2 + 2O_2 + 5N_2 \rightleftharpoons H_2O + 1.5O_2 + 5N_2$ — 2 atmosfer basınçta

$H_2 \rightleftharpoons 2H$, $P = 1$ atm

T, K	K_p	% mol H
1000	5.17×10^{-18}	0.00
2000	2.55×10^{-5}	0.16
3000	0.025	14.63
4000	2.545	76.80
5000	41.47	97.70
6000	267.7	99.63

ŞEKİL 15-9

Daha büyük bir K_p değeri, reaksiyonun tamamlanmaya yaklaştığını gösterir.



ŞEKİL 15-10

Reaksiyona girmeyen gazların varlığı denge sabitini etkilemez, fakat denge karışımında bulunan karışanların miktarlarını etkiler.

2 *Ters yöndeki reaksiyonun denge sabiti* $1/K_p$'dir. Bu sonuç 15-13 numaralı denklemden kolayca görülebilir. Ters yöndeki reaksiyonda, girenler ve çıkanlar yerdeğiştirir, bu nedenle pay ve paydadaki terimler de yerdeğiştirecektir. Bunun sonucu olarak, ters yöndeki reaksiyonun denge sabiti $1/K_p$ olur. Örneğin, Tablo A-28'den,

1000 K'de, $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ için, $K_p = 0.1147 \times 10^{11}$

1000 K'de, $H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$ için, $K_p = 8.718 \times 10^{-11}$

olur.

3 *K_p'nin daha büyük olması, reaksiyonun tam olmaya yaklaştığını gösterir.* Bu sonuç Şekil 15-9'dan ve 15-13 numaralı denklemden kolaylıkla görülebilir. Denge halindeki karışımda reaksiyondan çıkan gazların mol miktarı daha büyük olursa, bu gazların kısmi basınçları P_C ve P_D, reaksiyona giren gazların kısmi basınçları P_A ve P_B'den çok daha yüksek olacaktır. Bu da K_p'nin büyük olmasına neden olur. Reaksiyonun tamamlanması durumunda, başka bir deyişle reaksiyona girenlerin tükenmesi durumunda, K_p sonsuza gider. K_p'nin çok küçük olması durumunda ise, reaksiyonun çok az geliştiği anlaşılır. Böylece çok küçük K_p değerlerine sahip reaksiyonlar gözardı edilebilir.

$K_p \geq 1000$ (veya $\ln K_p \geq 7$) olan reaksiyonlar tamamlanmış kabul edilir. $K_p < 0.001$ (veya $\ln K_p < -7$) olan reaksiyonlar da gerçekleşmemiş sayılabilir. Örneğin 5000 K sıcaklıkta, $N_2 \rightleftharpoons 2N$ reaksiyonunun denge sabitinin doğal logaritması, $\ln K_p = -6.8$'dir. Bu nedenle 5000 K'nin altındaki sıcaklıklarda azot molekülünün (N_2), atomlarına (N) ayrışması gözardı edilebilir.

4 *Karışım basıncı, K_p'yi etkilemez, fakat denge karışımında bulunan karışanların miktarlarını etkiler.* Bu sonuç 15-15 numaralı denklemden görülebilir. Bu denklemde bulunan $P^{\Delta\nu}$ terimi ele alınsın. Burada, $\Delta\nu = \sum\nu_ç - \sum\nu_g$ olmaktadır. Başka bir anlatımla, stokiometrik reaksiyonda, reaksiyondan çıkan ve reaksiyona girenlerin mol miktarları arasındaki farktır. Verilen bir sıcaklıkta, reaksiyonun K_p değeri ve buna bağlı olarak denklemin sağ tarafı sabit kalmaktadır. Bu nedenle, reaksiyondan çıkanların ve reaksiyona girenlerin mol miktarları basınç terimindeki değişikliği karşılamak için değişmek zorundadır. Değişimin hangi yönde olacağı $\Delta\nu$'nün işaretine bağlıdır. Belirli bir sıcaklıkta basıncın yükselmesi, $\Delta\nu$'nün artı olması durumunda, reaksiyona girenlerin mol miktarlarını artırır, reaksiyondan çıkanların mol miktarlarını azaltır. $\Delta\nu$'nün eksi olması durumunda değişiklik ters yöndedir. $\Delta\nu$'nün sıfır olması durumunda ise bir değişiklik olmaz.

5 *Reaksiyona girmeyen gazların varlığı, K_p'yi etkilemez, fakat denge karışımında bulunan karışanların miktarlarını etkiler.* Bu sonuç 15-15 numaralı denklemden görülebilir. Bu denklemde bulunan $(n_{toplam})^{\Delta\nu}$ terimi ele alınsın. Burada n_{toplam}, denge halinde bulunan karışımdaki karışanların, reaksiyona katılmayan gazlar da *içinde olmak üzere* toplam mol miktarıdır. $\Delta\nu$'nün işareti, reaksiyona katılmayan gazların varlığının denge karışımındaki mol miktarlarını nasıl etkileyeceğini belirler (Şekil 15-10). $\Delta\nu$'nün artı olması durumunda, belirli bir sıcaklık ve basınçta, reaksiyona katılmayan gazların mol miktarındaki artış; reak-

siyona giren karışanların mol miktarını azaltır ve reaksiyondan çıkan karışanların mol miktarını artırır. $\Delta\nu$'nün oksi olması durumunda değişiklik ters yöndedir. $\Delta\nu$'nün sıfır olması durumunda ise bir değişiklik olmaz.

6 *Stokiometrik katsayılar ikiye katlandığında, K_P eski değerinin karesi olur.* Bu bakımdan, bir tablodan alınan K_P değerlerini kullanırken, problemde kullanılan stokiometrik katsayıların (ν'ler), K_P değerinin alındığı tablodaki katsayılarla aynı olması gereklidir. Stokiometrik denklemdeki katsayıların bir sabitle çarpılması kütle dengesini (veya korunumunu) etkilemez, fakat denge sabiti hesaplarını etkiler. Bunun nedeni, stokiometrik katsayıların 15-13 numaralı denklemde kısmi basınçların üsleri olarak yer almasıdır. Örnek olarak aşağıdaki reaksiyon incelensin:

$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \text{ için} \qquad K_{P_1} = \frac{P_{H_2O}}{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}}$$

Fakat, $$2H_2 + O_2 \rightleftharpoons 2H_2O \text{ için} \qquad K_{P_2} = \frac{P_{H_2O}^2}{P_{H_2}^2 P_{O_2}} = (K_{P_1})^2$$

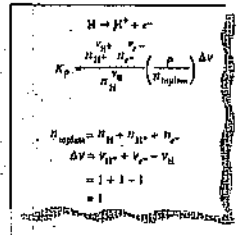
olur.

7 *Denge karışımındaki serbest elektronlar mükemmel gaz olarak kabul edilebilir.* Yüksek sıcaklıklarda (genellikle 2500 K'nin üzerinde) bulunan gaz molekülleri, $H_2 \rightleftharpoons 2H$ reaksiyonunda olduğu gibi, serbest atomlara ayrışmaya başlar. Daha da yüksek sıcaklıklarda atomlar elektronlarını yitirmeye başlayarak iyonlaşır. Örnek olarak,

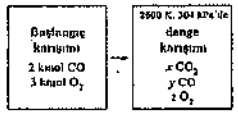
$$H \rightleftharpoons H^+ + e^- \qquad (15\text{-}16)$$

reaksiyonu verilebilir. Ayrışma ve iyonlaşma etkileri düşük basınçlarda daha belirgindir. Çok yüksek sıcaklıklarda bulunan ortamlarda önemli ölçüde iyonlaşma gerçekleşir, bu ortamlardaki elektron, iyon ve nötral atomlardan oluşan karışım, bir mükemmel gaz karışımı olarak ele alınabilir. Bu nedenle, iyonlaşmanın olduğu gaz karışımlarının denge halinde, karışanların oranları 15-15 numaralı denklemle belirlenebilir (Şekil 15-11). Bu yaklaşım, güçlü elektrik alanlarının olduğu problemlerde yeterince gerçekçi olmayabilir, çünkü elektronlarla iyonlar farklı sıcaklıklarda bulunabilirler.

8 *Denge hesaplaması, bir reaksiyonun denge karışımını belirlemek için yararlıdır, fakat reaksiyon hızıyla ilgili bilgi sağlamaz.* Bazen, belirtilen denge karışımına ulaşmak yıllar alabilir. Örneğin, 298 K sıcaklıkta, $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ reaksiyonunun denge sabiti 10^{40}'tır. Bu duruma göre H_2 ve O_2'nin oda sıcaklığındaki stokiometrik karışımının reaksiyona girerek H_2O oluşturması ve reaksiyonun tamamlanması beklenecektir. Fakat reaksiyonun hızı çok düşüktür ve reaksiyonun gerçekleşmediği söylenebilir. Bununla birlikte, uygun katalizör kullanıldığı zaman reaksiyon hızlı bir biçimde gelişerek beklenen sonuca ulaşır.



ŞEKİL 15-11
Hidrojenin iyonlaşması reaksiyonuyla ilgili denge sabiti bağıntısı.



ŞEKİL 15-12
Örnek 15-3'ün genel çizimi.

ÖRNEK 15-3

2 kmol CO ve 3 kmol O_2'den oluşan bir karışım 304 kPa sabit basınçta 2600 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Denge karışımında CO_2, CO ve O_2 bulunduğunu kabul ederek (Şekil 15-12), karışanların mol miktarlarını hesaplayın.

Çözüm Bu problemde stokiometrik ve gerçek reaksiyonlar aşağıda gösterildiği gibidir:

Stokiometrik: $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2 \qquad (\nu_{CO_2} = 1, \nu_{CO} = 1, \nu_{O_2} = \frac{1}{2})$

Gerçek: $2CO + 3O_2 \rightleftharpoons \underbrace{xCO_2}_{\text{çıkan}} + \underbrace{yCO + zO_2}_{\text{girenler (artık kalan)}}$

C dengelemesi: $2 = x + y$ veya $y = 2 - x$

O dengelemesi: $8 = 2x + y + 2z$ veya $z = 3 - \frac{x}{2}$

Toplam mol miktarı: $n_{toplam} = x + y + z = 5 - \frac{x}{2}$

Basınç: $P = 304 \text{ kPa} = 3 \text{ atmosfer}$

Tablo A-28'e bakıldığı zaman incelenen reaksiyona en yakın reaksiyon, $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ olmaktadır. Bu reaksiyon için 2600 K sıcaklıkta, $\ln K_P = -2.801$ olarak verilmiştir. İncelenen reaksiyon bu reaksiyonun ters yönde olanıdır. Bu nedenle, incelenen reaksiyon için $\ln K_P = +2.801$, $K_P = 16.461$ olur.

Tüm karışanların mükemmel gaz olduğu kabul edilirse, denge sabiti bağıntısı,

$$K_P = \frac{n_{CO_2}^{\nu_{CO_2}}}{n_{CO}^{\nu_{CO}} n_{O_2}^{\nu_{O_2}}} \left(\frac{P}{n_{toplam}}\right)^{\nu_{CO_2} - \nu_{CO} - \nu_{O_2}}$$

olur (15-15 numaralı denklem). Değerler yerine konursa,

$$16.461 = \frac{x}{(2-x)(3-x/2)^{1/2}} \left(\frac{3}{5-x/2}\right)^{-1/2}$$

elde edilir. Denklem, x için çözülürse,

$$x = 1.906$$
$$y = 2 - x = 0.094$$
$$z = 3 - \frac{x}{2} = 2.047$$

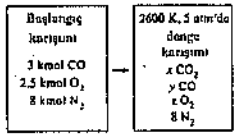
bulunur. Böylece 304 kPa basınç ve 2600 K sıcaklıkta, denge karışımında karışanların mol miktarları,

$$1.906CO_2 + 0.094CO + 2.047O_2$$

olmaktadır. Bu problemi çözerken, O_2'nin $O_2 \rightleftharpoons 2O$ reaksiyonu uyarınca O'ya ayrışmasını gözönüne almadık. Bu reaksiyon ancak yüksek sıcaklıklarda önem kazanır. 2600 K sıcaklıkta $\ln K_P = -7.521$ olması, O_2'nin O'ya ayrışmasının gözardı edilebileceğini göstermektedir. (Ayrıca, eşzamanlı gerçekleşen reaksiyonların varolduğu denge problemini henüz ele almadığımızı belirtmeliyiz. Bu konu aşağıda incelenecektir.)

ÖRNEK 15-4

3 kmol CO, 2.5 kmol O_2 ve 8 kmol N_2'den oluşan bir karışım, 5 atmosfer basınçta 2600 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Denge karışımında, karışanların mol miktarlarını hesaplayın (Şekil 15-13).



ŞEKİL 15-13
Örnek 15-4'ün genel çizimi.

Çözüm Bu problem 15-3 numaralı örneğe benzerdir, fakat karışımda reaksiyona girmeyen bir gaz, N_2 bulunmaktadır. 2600 K sıcaklıkta, olabilecek bazı reaksiyonlar şunlardır:

$$O_2 \rightleftharpoons 2O \qquad (\ln K_p = -7.521)$$
$$N_2 \rightleftharpoons 2N \qquad (\ln K_p = -28.304)$$
$$\tfrac{1}{2}O_2 + \tfrac{1}{2}N_2 \rightleftharpoons NO \qquad (\ln K_p = -2.671)$$
$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2 \qquad (\ln K_p = 2.801 \text{ veya } K_p = 16.461)$$

K_p değerleri gözönüne alındığı zaman, O_2 ve N_2'nin önemsenecek ölçüde ayrışmayacağı, fakat bir miktar N_2 ve O_2'nin azot oksitler oluşturacağı anlaşılmaktadır. Bu problemde azot oksitlerin oluşumu gözardı edilecektir, fakat hassas bir çözümlemede gözönüne alınmaları gerekir. Ayrıca CO'nun büyük bir bölümünün de O_2 ile birleşerek CO_2 oluşturacağı açıktır. Basıncın değişmesine, başlangıç karışımındaki CO ve O_2'nin mol miktarlarının farklı olmalarına ve reaksiyona katılmayan bir gazın bulunmasına rağmen, reaksiyonun K_p değerinin 15-3 numaralı örnekte kullanılan değer olduğu vurgulanmalıdır.

Bu problemde stokiometrik ve gerçek reaksiyonlar şöyle olur:

Stokiometrik: $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2 \qquad (\nu_{CO_2} = 1, \nu_{CO} = 1, \nu_{O_2} = \frac{1}{2})$

Gerçek: $3CO + 2.5O_2 + 8N_2 \rightleftharpoons \underbrace{xCO_2}_{\text{çıkan}} + \underbrace{yCO + zO_2}_{\text{girenler (artıp kalan)}} + \underbrace{8N_2}_{\text{reaksiyona girmeyen}}$

C dengelemesi: $3 = x + y$ veya $y = 3 - x$

O dengelemesi: $8 = x + y + z + 8$ veya $z = 2.5 - \dfrac{x}{2}$

Toplam mol miktarı: $n_{\text{toplam}} = x + y + z + 8 = 13.5 - \dfrac{x}{2}$

Tüm karışanların mükemmel gaz olduğu kabul edilirse, denge sabiti bağıntısı,

$$K_p = \frac{n_{CO_2}^{\nu_{CO_2}}}{n_{CO}^{\nu_{CO}}\, n_{O_2}^{\nu_{O_2}}} \left(\frac{P}{n_{\text{toplam}}}\right)^{\nu_{CO_2} - \nu_{CO} - \nu_{O_2}}$$

olur (15-15 numaralı denklem). Değerler yerine konursa,

$$16.461 = \frac{x}{(3-x)(2.5-x/2)^{1/2}} \left(\frac{5}{13.5 - x/2}\right)^{-1/2}$$

elde edilir. Denklem, x için çözülürse,

$$x = 2.754$$
$$y = 3 - x = 0.246$$
$$z = 2.5 - \frac{x}{2} = 1.123$$

bulunur. Böylece 2600 K sıcaklık ve 5 atmosfer basınçta, denge halindeki karışımda karışanların mol miktarları,

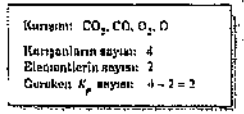
$$2.754CO_2 + 0.246CO + 1.123O_2 + 8N_2$$

olmaktadır. Dikkat edilirse, reaksiyona girmeyen gazlar K_p değerini veya reaksiyonun K_p bağıntısını değiştirmemekte, fakat denge karışımında, karışanların mol oranlarını etkilemektedir.

15-4 ■ EŞZAMANLI REAKSİYONLARIN KİMYASAL DENGESİ

Bu kısma kadar, içinde sadece bir kimyasal reaksiyon olan karışımlar incelendi. Bu karışımlar için K_p bağıntısının yazılması, denge karışımında bulunan karışanların mol oranlarını belirlemek için yeterli oldu. Fakat uygulamada karşılaşılan kimyasal reaksiyonların çoğunda, birkaç reaksiyon birarada eşzamanlı olarak gerçekleşir ve çözümleme daha zor olur. Bu gibi durumlarda, denge kıstasının yanma odasında gerçekleşebilecek her reaksiyona uygulanması gerekir. Bir kimyasal madde birden çok reaksiyonda yer aldığı zaman, kimyasal denge kıstasının kütlenin korunumu ilkesiyle birlikte karışımlara uygulanması bir denklem takımına yol açar. Karışanların denge halindeki mol oranları bu denklem takımı çözülerek bulunur.

Kimyasal reaksiyona giren bir sistem, belirli bir sıcaklık ve basınçta, Gibbs fonksiyonu minimum değerine eriştiği zaman kimyasal dengeye ulaşır, başka bir deyişle kimyasal denge gerçekleştiğinde $(dG)_{T,P} = 0$ olur. Bu koşul sistemde gerçekleşen reaksiyonların sayısı ne olursa olsun geçerlidir. Eğer sistemde iki veya daha çok reaksiyon gerçekleşiyorsa, bu koşul ancak her reaksiyon için $(dG)_{T,P} = 0$ olduğunda sağlanır. Mükemmel gaz kabulü yapılırsa, her reaksiyon için K_p, 15-15 numaralı denklemden hesaplanabilir. Bu denklemde yer alan n_{toplam}, karışımda bulunan toplam mol miktarıdır.



ŞEKİL 15-14
Reaksiyona giren bir karışımda, karışanların denge miktarlarını belirlemek için, karışan sayısıyla element sayısı arasındaki fark kadar K_p bağıntısına gerek vardır.

Kimyasal reaksiyona giren bir sistemin denge karışımında karışanların mol miktarlarını belirlemek için, bilinmeyen sayısı kadar denklem olması gerekir. Burada bilinmeyen, denge karışımında bulunan her kimyasal maddenin (karışanın) mol miktarıdır. Elementler için kütlenin korunumu ilkesi ayrı ayrı uygulandığında birer denklem elde edilir. Geri kalan denklemler, her reaksiyon için K_p bağıntısını yazarak bulunur. Böylece şu sonuca varılır: *Kimyasal reaksiyona giren bir sistemin denge karışımında bulunan karışanların mol miktarlarını hesaplayabilmek için gerekli K_p bağıntısı sayısı, karışımda bulunan kimyasal madde sayısı (karışan) eksi elementlerin sayısı kadardır.* Örneğin, CO_2, CO, O_2, O'dan oluşan bir karışım için iki K_p bağıntısı gereklidir, çünkü karışımda dört kimyasal madde ve iki element vardır (Şekil 15-14).

Eşzamanlı iki kimyasal reaksiyonun gerçekleştiği bir sistemde, denge halinde karışanların mol miktarlarının belirlenmesi aşağıdaki örnekte ele alınmıştır.

ÖRNEK 15-5

1 kmol H_2O ve 2 kmol O_2'den oluşan bir karışım, 1 atmosfer sabit basınçta 4000 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Denge halindeki karışımda sadece H_2O, OH, O_2 ve H_2 bulunduğunu kabul ederek, karışanların mol miktarlarını hesaplayın (Şekil 15-15).

Çözüm Hal değişimiyle ilgili kimyasal reaksiyon aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$H_2O + 2O_2 \longrightarrow xH_2O + yH_2 + zO_2 + wOH$$

Hidrojen ve oksijen için kütlenin korunumu uygulanırsa,

H: $$2 = 2x + 2y + w \quad (1)$$

O: $$5 = x + 2z + w \quad (2)$$

olur. Kütlenin korunumu ilkesini uygulayarak sadece iki denklem elde edilebilmiştir. Denge karışımındaki karışanların mol miktarlarını belirlemek için iki denklem daha gerekmektedir. Bu denklemler K_p bağıntılarından elde edilebilir. Reaksiyon sonu ürünler incelendiğinde, bir miktar H_2O'nun H_2 ve OH'a ayrıştığı görülmektedir. Ayrışma aşağıda verilen stokiometrik reaksiyonlar uyarınca olmaktadır:

$$H_2O \rightleftharpoons H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \qquad \text{(reaksiyon 1)}$$

$$H_2O \rightleftharpoons \tfrac{1}{2}H_2 + OH \qquad \text{(reaksiyon 2)}$$

Bu reaksiyonlar için 4000 K sıcaklıktaki denge sabitleri Tablo A-28'den okunabilir:

$$\ln K_{p_1} = -0.542 \longrightarrow K_{p_1} = 0.5816$$

$$\ln K_{p_2} = -0.044 \longrightarrow K_{p_2} = 0.9570$$

Bu iki eşzamanlı reaksiyon için,

$$K_{p_1} = \frac{n_{H_2}^{\nu_{H_2}} n_{O_2}^{\nu_{O_2}}}{n_{H_2O}^{\nu_{H_2O}}} \left(\frac{P}{n_{toplam}}\right)^{\nu_{H_2}+\nu_{O_2}-\nu_{H_2O}}$$

$$K_{p_2} = \frac{n_{H_2}^{\nu_{H_2}} n_{OH}^{\nu_{OH}}}{n_{H_2O}^{\nu_{H_2O}}} \left(\frac{P}{n_{toplam}}\right)^{\nu_{H_2}+\nu_{OH}-\nu_{H_2O}}$$

bağıntıları yazılabilir. Burada,

$$n_{toplam} = n_{H_2O} + n_{H_2} + n_{O_2} + n_{OH} = x + y + z + w$$

olmaktadır. Bulunan değerler yukarıdaki denklemlerde yerlerine konursa,

$$0.5816 = \frac{(y)(z)^{1/2}}{x}\left(\frac{1}{x+y+z+w}\right)^{1/2} \quad (3)$$

$$0.9570 = \frac{(w)(y)^{1/2}}{x}\left(\frac{1}{x+y+z+w}\right)^{1/2} \quad (4)$$

elde edilir. (1), (2), (3) ve (4) numaralı denklemler, bilinmeyen x, y, z ve w için birlikte çözülürse,

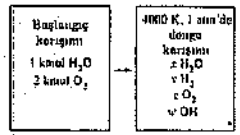
$$x = 0.271 \qquad z = 1.849$$

$$y = 0.213 \qquad w = 1.032$$

bulunur. Bu nedenle, 1 kmol H_2O ve 2 kmol O_2'den oluşan karışımda, 1 atmosfer basınç ve 4000 K sıcaklıkta, denge karışımı,

$$0.271H_2O + 0.213H_2 + 1.849O_2 + 1.032OH$$

olur. Bu problem, dört denklemden biri olarak, $O_2 \rightleftharpoons 2O$ stokiometrik reaksiyonunun K_p bağıntısını kullanarak da çözülebilirdi.



ŞEKİL 15-15
Örnek 15-15'in genel çizimi.

Doğrusal olmayan bir denklem takımının çözümü, elde yapılması durumunda yorucu ve zaman alıcıdır. Bu nedenle, bu tür problemleri bilgisayar veya programlanabilir hesap makinesinde, iteratif bir algoritmayla çözmek gerekir.

15-5 ■ K_p'nin SICAKLIKLA DEĞİŞİMİ

Daha önce bu bölümde, mükemmel bir gaz karışımında denge sabitinin sadece sıcaklığa bağlı olduğu belirtilmiş ve standart hal Gibbs fonksiyonundaki değişimle denge sabiti arasındaki ilişki aşağıdaki bağıntıyla verilmişti:

$$\ln K_P = -\frac{\Delta G^*(T)}{R_u T}$$

Bu kısımda, K_P'nin sıcaklıkla değişiminin diğer termokimyasal özeliklerle ifadesi için bir bağıntı geliştirilecektir.

$\Delta G^*(T) = \Delta H^*(T) - T\,\Delta S^*(T)$ bağıntısı yukarıdaki denklemde yerine konur ve sıcaklığa göre türev alınırsa,

$$\frac{d(\ln K_P)}{dT} = \frac{\Delta H^*(T)}{R_u T^2} - \frac{d[\Delta H^*(T)]}{R_u T\,dT} + \frac{d[\Delta S^*(T)]}{R_u\,dT}$$

olur. İkinci $T\,ds$ bağıntısı $T\,ds = dh - v\,dP$, sabit basınçta $T\,ds = dh$ şeklini alır. Ayrıca ΔS^* ve ΔH^*, reaksiyona giren ve reaksiyondan çıkan karışanların entalpi ve entropi terimlerinden oluştuğu için, $T\,d(\Delta S^*) = d(\Delta H^*)$ biçiminde yazılabilir. Böylece yukarıdaki bağıntıda yer alan son iki terim birbirini götürür ve

$$\frac{d(\ln K_P)}{dT} = \frac{\Delta H(T)}{R_u T^2} = \frac{\overline{h}_R(T)}{R_u T^2} \qquad (15\text{-}17)$$

elde edilir. Burada, $\overline{h}_R(T)$, T sıcaklığında reaksiyon entalpisidir. Dikkat edilirse, 1 atmosfer sabit basıncı belirten * üssü $\Delta H(T)$ teriminde yer almamaktadır, çünkü mükemmel bir gazın entalpisi basınca bağlı olmayıp sadece sıcaklığın fonksiyonudur. 15-17 numaralı denklem, K_P'nin sıcaklıkla değişimini reaksiyon entalpisi $\overline{h}_R(T)$ ile ifade etmektedir ve **van't Hoff denklemi** diye bilinir. Bu denklemin integralini alabilmek için $\overline{h}_R$'nin sıcaklıkla nasıl değiştiğini bilmek gerekir. Küçük sıcaklık aralıklarında $\overline{h}_R$ sabit kabul edilebilir ve 15-17 numaralı denklemin integrasyonu aşağıdaki bağıntıyı verir:

$$\ln \frac{K_{P_2}}{K_{P_1}} \cong \frac{\overline{h}_R}{R_u}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right) \qquad (15\text{-}18)$$

Bu denklemden iki önemli sonuç çıkarılabilir. Öncelikle, bir reaksiyonun denge sabiti K_P biliniyorsa, $\overline{h}_R$ değeri bu denklem kullanılarak hesaplanabilir. İkinci olarak, bu bağıntı incelendiğinde yanına gibi çevreye ısı veren, başka bir deyişle ekzotermik reaksiyonlarda ($\overline{h}_R < 0$), sıcaklık yükseldikçe K_P değerinin azaldığı görülmektedir. Böylece bu tür reaksiyonlar yüksek sıcaklıklarda daha az tamamlanmış olacaklardır (Şekil 15-16).

Reaksiyon: $C + O_2 \rightarrow CO_2$

T, K	K_P
1000	4.78×10^{20}
2000	2.25×10^{10}
3000	7.80×10^{6}
4000	1.41×10^{5}

ŞEKİL 15-16
Ekzotermik reaksiyonların yüksek sıcaklıklarda tamamlanmaları daha zordur.

ÖRNEK 15-6

Hidrojen'in 2000 K sıcaklıkta, $H_2 + 0.5O_2 \rightarrow H_2O$ reaksiyonuna göre yanma işlemi için, reaksiyon entalpisi $\overline{h}_R$'yi, tablolardaki (*a*) entalpi değerlerini, (*b*) K_p değerlerini kullanarak hesaplayın.

Çözüm (*a*) H_2'nin 2000 K sıcaklıktaki yanma işlemi için $\overline{h}_R$ değeri, 1 kmol H_2'nin 2000 K sıcaklıkta sürekli akışlı bir yanma odasında yanması sonucu açığa çıkan ısıl enerjidir ve 14-11 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$\overline{h}_R = Q = \sum_{\varç} n_{\varç}(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_{\varç} - \sum_{g} n_g(\overline{h}_f^\circ + \overline{h} - \overline{h}^\circ)_g$$

$$= n_{H_2O}(\overline{h}_f^\circ + \overline{h}_{2000\,K} - \overline{h}_{298\,K})_{H_2O} - n_{H_2}(\overline{h}_f^\circ + \overline{h}_{2000\,K} - \overline{h}_{298\,K})_{H_2}$$

$$- n_{O_2}(\overline{h}_f^\circ + \overline{h}_{2000\,K} - \overline{h}_{298\,K})_{O_2}$$

Tablodan okunan değerler bu denklemde yerlerine konursa,

$$\overline{h}_R = (1\text{ kmol } H_2O)[(-241820 + 82593 - 9904)\text{ kJ/kmol } H_2O]$$
$$- (1\text{ kmol } H_2)[(0 + 61400 - 8468)\text{ kJ/kmol } H_2]$$
$$- (0.5\text{ kmol } O_2)[(0 + 67881 - 8682)\text{ kJ/kmol } O_2]$$
$$= -251663\text{ kJ/kmol}$$

bulunur.

(*b*) 2000 K sıcaklıktaki $\overline{h}_R$ değeri, A-28 numaralı tabloda 2000 K sıcaklığa en yakın iki değer olan 1800 K ve 2200 K sıcaklıklardaki K_p değerlerini kullanarak hesaplanabilir. Bu değerler, $T_1 = 1800$ K için, $K_{p_1} = 18509$ ve $T_2 = 2200$ K için, $K_{p_2} = 869.6$ olmaktadır. Değerler 15-18 numaralı denklemde yerlerine konursa,

$$\ln\frac{K_{p_2}}{K_{p_1}} \cong \frac{\overline{h}_R}{R_u}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)$$

$$\ln\frac{869.6}{18509} \cong \frac{\overline{h}_R}{8.314\text{ kJ/(kmol·K)}}\left(\frac{1}{1800\text{ K}} - \frac{1}{2200\text{ K}}\right)$$

$$\overline{h}_R \cong -251698\text{ kJ/kmol}$$

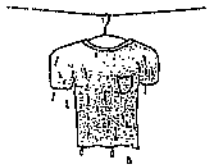
bulunur. T_1 ve T_2 arasındaki büyük sıcaklık farkına karşın (400 K) elde edilen iki sonuç birbirine çok yakındır. Sıcaklık farkı daha küçük olsaydı, sonuçlar birbirine daha da yakın olurdu.

15-6 ■ FAZ DENGESİ

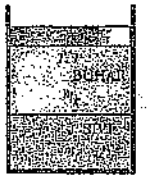
Sıcaklığı ve basıncı belirli bir sistemin denge halinin, sistemin Gibbs fonksiyonunun minimum değerini aldığı hal olduğu bu bölümün başlangıcında açıklanmıştı. Kimyasal reaksiyona girsin veya girmesin, bir sistem için denge kıstası 15-4 numaralı denklemle ifade edilmişti:

$$(dG)_{T,P} = 0$$

Yukarıdaki paragraflarda denge kıstası, kimyasal reaksiyona giren sistemlere uygulandı. Bu bölümde ise, denge kıstası kimyasal reaksiyona girmeyen çok fazlı sistemlere uygulanacaktır.



ŞEKİL 15-17
Balkona asılan ıslak bir gömlek, sıvı fazından buhar fazına kütle geçişi sonunda kurur.



ŞEKİL 15-18
Sabit sıcaklık ve basınçta denge halinde bulunan bir sıvı-buhar karışımı.

Gözlemlerimize göre, balkona asılan ıslak bir gömlek zamanla kurur, bardakta kalan az miktarda su bir süre sonra buharlaşır ve kapağı açık unutulan kolonya kısa sürede uçup biter (Şekil 15-17). Bu örnekler, bir maddenin iki fazı arasında, kütlenin bir fazdan diğerine geçmesini sağlayan bir kuvvet olduğunu göstermektedir. Bu kuvvetin büyüklüğü, diğer etkenler yanında, iki fazın birbirine göre derişikliğine bağlıdır. Islak bir gömlek, kuru havada nemli havaya oranla çok daha çabuk kurur. Hatta çevrenin bağıl nemi yüzde 100 olduğu zaman kurumaz. Bu durumda sıvı fazından buhar fazına kütle geçişi olmaz ve iki faz **faz dengesinde** bulunur. Sıcaklık veya basınç değişirse faz dengesinin koşulları da değişir. Bu nedenle faz dengesi, belirli bir sıcaklık ve basınç için incelenecektir.

Tek Karışımlı Sistemin Faz Dengesi

Su gibi saf bir maddenin iki fazı için denge kıstası, belirli bir sıcaklık ve basınçta bulunan doymuş sıvı, doymuş buhar karışımını gözönüne alarak kolayca geliştirilebilir (Şekil 15-18). Bu karışımın toplam Gibbs fonksiyonu aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$G = m_f g_f + m_g g_g$$

Burada, g_f ve g_g, sırasıyla suyun sıvı ve buhar fazlarının birim kütle için Gibbs fonksiyonları olmaktadır. Bir etkilenmenin olduğu ve diferansiyel miktarda sıvı dm_f'nin sabit sıcaklık ve basınçta buharlaştığı kabul edilsin. Bu etkilenme sırasında, toplam Gibbs fonksiyonunun değişimi,

$$(dG)_{T,P} = g_f\, dm_f + g_g\, dm_g$$

olur, çünkü sabit sıcaklık ve basınçta g_f ve g_g değişmez. Denge halinde $(dG)_{T,P} = 0$ ve kütlenin korunumu nedeniyle $dm_f = -dm_g$ olduğundan, yukarıdaki denklem şöyle yazılabilir:

$$(dG)_{T,P} = (g_f - g_g)\, dm_f = 0$$

Böylece, denge hali için,

$$g_f = g_g \tag{15-19}$$

sonucu elde edilir. Bu nedenle *saf bir maddenin iki fazı, her iki fazın özgül Gibbs fonksiyonu eşit olduğu zaman denge halinde olur.* Ayrıca, her üç fazın birarada bulunduğu denge hali olan üçlü noktada fazların özgül Gibbs fonksiyonları birbirine eşittir.

$g_f > g_g$ durumunda ne olur? İki fazın dengede olmayacağı açıktır. İkinci yasaya göre, $(dG)_{T,P} = (g_f - g_g)\, dm_f \leq 0$ olması gerekir, bu da ancak dm_f'nin eksi olmasıyla gerçekleşebilir. Başka bir deyişle, sıvının bir bölümü $g_f = g_g$ oluncaya kadar buharlaşır. Böylece, Gibbs fonksiyonu farkı, ısı geçişinde sıcaklık farkının yüklendiği işlevi faz değişimi için yüklenmektedir.

ÖRNEK 15-7

120 °C sıcaklıktaki doymuş sıvı, doymuş buhar karışımı suyun faz dengesi kıstasını sağladığını gösterin.

Çözüm Tablo A-4'ten entalpi ve entropi değerleri okunur ve Gibbs fonksiyonunun tanımından yararlanılırsa,

$$g_f = h_f - Ts_f = 504.71\ \text{kJ/kg} - (393.15\ \text{K})(1.5776\ \text{kJ/(kg·K)}) = -96.9\ \text{kJ/kg}$$

ve

$$g_g = h_g - Ts_g = 2706.3\ \text{kJ/kg} - (393.15\ \text{K})(7.1296\ \text{kJ/(kg·K)}) = -96.7\ \text{kJ/kg}$$

elde edilir. Bu iki sonuç birbirine çok yakındır. Daha hassas özelik tabloları kullanılsaydı, değerler eşit olurdu. Bu nedenle faz dengesi kıstasının sağlandığı sonucuna varılır.

Faz Kuralı

Tek karışanlı (bir maddeden oluşan) iki fazlı bir sistem, değişik sıcaklıklarda (veya basınçlarda) faz dengesinde bulunabilir. Fakat sıcaklık sabit bir değer aldığı zaman, sistem denge hâlinde kalır ve her iki fazın yoğun özelikleri (birbirine göre miktarları dışında) sabit değerler alır. Bu nedenle, tek karışanlı iki fazlı sistemin bir bağımsız özeliği vardır, bu özelik sıcaklık veya basınç alınabilir.

Genel olarak, çok karışanlı (birden çok maddeden oluşan) ve çok fazlı bir sistemin bağımsız özeliklerinin sayısı, **Gibbs faz kuralı** ile belirlenir. Bu kural, BÖ bağımsız özeliklerin sayısı, K karışan sayısı ve F denge hâlindeki faz sayısı olmak üzere,

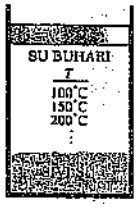
$$\text{BÖ} = K - F + 2 \qquad (15\text{-}20)$$

bağıntısıyla ifade edilir. Yukarıda incelenen tek karışanlı ($K = 1$), iki fazlı ($F = 2$) sistem örnek olarak alınırsa, faz dengesini belirleyen bağımsız özelik sayısı birdir (BÖ = 1, Şekil 15-19). Fakat üçlü noktada, $F = 3$ olduğundan BÖ = 0 olur. Başka bir deyişle, üçlü noktada tüm özelikler sabit bir değer alır. Gene bu kurala göre tek fazlı saf bir maddenin denge hali iki değişkene bağlıdır. Başka bir deyişle, tek fazlı saf bir maddenin denge halini belirlemek için, iki bağımsız özeliğin belirtilmesi gerekir.

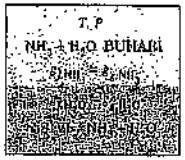
Çok Karışanlı Sistemlerin Faz Dengesi

Uygulamada karşılaşılan çok fazlı sistemlerin birçoğu iki veya daha çok karışandan oluşur. Belirli bir sıcaklık ve basınçta bulunan çok karışanlı ve çok fazlı bir sistem, her karışan için fazlar arasında geçişi zorlayan bir kuvvet yoksa faz dengesindedir. Böylece faz dengesi için, her karışanın tüm fazlardaki özgül Gibbs fonksiyonunun eşit olması gerekir (Şekil 15-20). Başka bir anlatımla,

1. karışan için $g_{f,1} = g_{g,1} = g_{s,1}$
2. karışan için $g_{f,2} = g_{g,2} = g_{s,2}$
.....
N. karışan için $g_{f,N} = g_{g,N} = g_{s,N}$



ŞEKİL 15-19
Gibbs faz kuralına göre, tek karışanlı iki fazlı bir sistem için faz dengesini belirleyen bağımsız özelik sayısı birdir.



ŞEKİL 15-20
Çok karışanlı çok fazlı bir sistemde faz dengesi, tüm fazlarda karışanların özgül Gibbs fonksiyonları eşit olduğu zaman gerçekleşir.

olur. Bu bağıntıları fiziksel gözlemlerden yola çıkarak yazabildiğimiz gibi matematiksel olarak da kanıtlayabiliriz.

Verilen bir sıcaklık ve basınçta karışanlardan bazıları birden çok kata fazında bulunabilir. Bu gibi durumlarda, faz dengesinin gerçekleşebilmesi için, karışanın her katı fazındaki özgül Gibbs fonksiyonu eşit olmak zorundadır.

Aşağıda, sıvı ve buhar olmak üzere iki fazlı dengede bulunabilen iki karışanlı sistemlerin faz dengesi incelenecektir. Bu tür sistemler için $K = 2$, $F = 2$ ve Gibbs faz kuralından, BÖ = 2 olur. Başka bir deyişle, iki karışanlı ve iki fazlı bir sistemin denge halini iki bağımsız değişken belirler. Sistem ancak iki bağımsız yeğin özelik sabit değerler aldığında faz dengesinde olabilir.

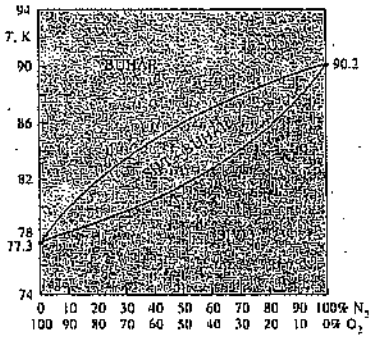
Genel olarak, iki fazlı, iki karışanlı bir sistemde, karışanların iki fazdaki mol oranları farklı olur. Bu durum Şekil 15-21'de, oksijen ve azotun 0.1 MPa sabit basınçtaki iki fazlı karışımı için açıklanmıştır. Bu diyagramda doymuş buhar eğrisi, değişik sıcaklıklardaki denge hallerinde buhar fazının mol oranlarını göstermektedir. Doymuş sıvı eğrisi de benzer bilgiyi sıvı fazı için vermektedir. Örneğin, 84 K sıcaklıkta, sıvı fazında yüzde 70 azot, yüzde 30 oksijen; buhar fazında ise yüzde 34 azot ve yüzde 66 oksijen bulunmaktadır. Dikkat edilirse,

$$y_{sf,N_2} + y_{sf,O_2} = 0.70 + 0.30 = 1$$
$$y_{bg,N_2} + y_{bg,O_2} = 0.34 + 0.66 = 1$$

olmaktadır. Böylece, iki karışanlı ve iki fazlı karışımın sıcaklık ve basıncı (iki bağımsız değişken) belirlendiği zaman her fazdaki karışanların mol oranları, deneysel ölçümlere dayanan faz diyagramından bulunabilir.

Bazı durumlarda, iki fazlı bir karışımın denge halinde, karışanların mol oranları, fazların herbirini ideal bir karışım kabul ederek belirlenebilir. Bu kabule göre, gaz fazı mükemmel bir gaz karışımı olur ve karışanların kısmi basınçları aşağıdaki bağıntıyla hesaplanabilir:

$$P_i = y_{ng,i} P_{\text{toplam}} \qquad (15\text{-}21)$$



ŞEKİL 15-21
Oksijen ve azotun 0.1 Mpa basınçtaki iki fazlı karışımı için denge diyagramı.

Ayrıca buhar basıncı P_i, i. karışanın karışım sıcaklığındaki doyma basıncına bağlı olarak ifade edilebilir:

$$P_i = y_{nf,i} P_{\text{doyma},i}(T) \tag{15-22}$$

Burada $y_{nf,i}$ ve $y_{ng,i}$, i. karışanın sırasıyla sıvı ve buhar fazlarındaki mol oranları, P_{toplam} ise karışımın toplam basıncıdır. 15-22 numaralı denklem **Raoult yasası** diye bilinir ve düşük basınçlarda iyi sonuçlar verir.

ÖRNEK 15-8

Soğurmalı soğutma sistemlerinde, sıvı amonyak (NH_3) ve sudan (H_2O) oluşan denge halinde bir karışım kullanılır. Şekil 15-22'de gösterilen, 40 °C sıcaklığında böyle bir karışımı gözönüne alın. Karışımın sıvı fazında, karışanların mol oranları yüzde 70 NH_3 ve yüzde 30 H_2O ise, karışımın buhar fazında karışanların mol oranlarını hesaplayın.

Çözüm H_2O ve NH_3'ün 40 °C sıcaklıktaki doyma basınçları sırasıyla, $P_{\text{doyma},H_2O} = 7.384$ kPa ve $P_{\text{doyma},NH_3} = 1554.33$ kPa olmaktadır. Bu durumda buhar basınçları 15-22 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$P_{H_2O} = y_{nf,H_2O} P_{\text{doyma},H_2O}(T) = 0.30(7.384 \text{ kPa}) = 2.22 \text{ kPa}$$

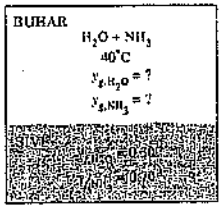
$$P_{NH_3} = y_{nf,NH_3} P_{\text{doyma},NH_3}(T) = 0.70(1553.33 \text{ kPa}) = 1088.03 \text{ kPa}$$

Karışımın toplam basıncı, $P_{\text{toplam}} = P_{H_2O} + P_{NH_3} = 2.22 + 1088.03 = 1090.25$ kPa olur. Bu durumda buhar fazındaki karışanların mol oranları,

$$y_{ng,H_2O} = \frac{P_{H_2O}}{P\text{toplam}} = \frac{2.22 \text{ kPa}}{1090.25 \text{ kPa}} = 0.0020$$

$$y_{ng,NH_3} = \frac{P_{NH_3}}{P\text{toplam}} = \frac{1088.03 \text{ kPa}}{1090.25 \text{ kPa}} = 0.9980$$

olur. Dikkat edilirse, buhar fazı hemen hemen tümüyle amonyak olmaktadır. Bu da karışımı soğurmalı soğutma için çok elverişli kılmaktadır.



ŞEKİL 15-22
Örnek 15-8'in genel çizimi.

15-7 ■ ÖZET

Ayrık bir sistemin *kimyasal dengede* olması, sistemi oluşturan kimyasal maddelerin miktarlarının değişmemesi anlamına gelir. Kimyasal denge kıstası termodinamiğin ikinci yasasına göre belirlenir. Sıcaklığı ve basıncı belirli bir sistem için, bu kıstas aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir:

$$(dG)_{T,P} = 0 \tag{15-4}$$

ν'lerin stokiometrik katsayıları gösterdiği

$$\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D \tag{15-7}$$

reaksiyonu için *denge kıstası* Gibbs fonksiyonuyla ifade edilebilir:

$$\nu_C \overline{g}_C + \nu_D \overline{g}_D - \nu_A \overline{g}_A - \nu_B \overline{g}_B = 0 \tag{15-9}$$

Bu bağıntı, hangi fazda olursa olsun tüm kimyasal reaksiyonlar için geçerlidir.

Sadece mükemmel gazlardan oluşan sistemler için, denge sabiti K_P aşağıdaki bağıntıyla gösterilir:

$$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/R_u T} \tag{15-14}$$

Burada, standart hal Gibbs fonksiyonu değişimi, $\Delta G^*(T)$ ve denge sabiti K_P, aşağıdaki bağıntılarla tanımlanmıştır:

$$\Delta G^*(T) = \nu_C \overline{g}^*_C(T) + \nu_D \overline{g}^*_D(T) - \nu_A \overline{g}^*_A(T) - \nu_B \overline{g}^*_B(T) \tag{15-11}$$

ve

$$K_P = \frac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}} \tag{15-13}$$

P_i, yukarıdaki bağıntıda karışanın kısmi basıncını göstermektedir. Mükemmel bir gaz karışımının K_P değeri, karışanların mol miktarlarıyla da ifade edilebilir:

$$K_P = \frac{n_C^{\nu_C} n_D^{\nu_D}}{n_A^{\nu_A} n_B^{\nu_B}} \left(\frac{P}{n_{\text{toplam}}} \right)^{\Delta\nu} \tag{15-15}$$

Burada, $\Delta\nu = \nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B$ olup, P, toplam basıncı göstermektedir. n_{toplam} ise karışanların, kimyasal reaksiyona girmeyen karışanlar da içinde olmak üzere, toplam mol miktarıdır. 15-15 numaralı denklem, iki giren ve iki çıkan karışanın olduğu bir reaksiyon için çıkarılmıştır. Fakat denklem, daha çok sayıda giren ve çıkan karışanın olduğu reaksiyonlar için de benzer bir biçimde yazılabilir.

Bir mükemmel gaz karışımının denge sabiti sadece sıcaklığa bağlıdır. K_P, denge karışımının basıncından bağımsızdır ve reaksiyona katılmayan gazların varlığı K_P'yi etkilemez. K_P'nin daha büyük olması, reaksiyonun daha çok tamamlandığını gösterir. K_P'nin çok küçük olması durumunda ise reaksiyonun çok az geliştiği anlaşılır. $K_P > 1000$ (veya $\ln K_P > 7$) olan reaksiyonlar tam kabul edilir. $K_P < 0.001$ (veya $\ln K_P < -7$) olan reaksiyonlar da gerçekleşmemiş sayılabilir. Karışım basıncı, K_P'yi etkilemez, fakat denge karışımında bulunan karışanların miktarlarını etkiler.

K_P'nin sıcaklıkla değişimi diğer termokimyasal özeliklerle ifade edilebilir. Bu bağıntı *van't Hoff denklemi* diye bilinir ve aşağıda verilmiştir:

$$\frac{d(\ln K_P)}{dT} = \frac{\overline{h}_R(T)}{R_u T^2} \tag{15-17}$$

Burada, $\overline{h}_R(T)$, T sıcaklığında reaksiyon entalpisidir. Küçük sıcaklık aralıklarında 15-17 numaralı denklemin integrasyonu aşağıdaki bağıntıyı verir:

$$\ln \frac{K_{P_2}}{K_{P_1}} \cong \frac{\overline{h}_R}{R_u} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \tag{15-18}$$

Bu denklem, yanma işleminin sıcaklık yükseldikçe tamamlanmaktan uzaklaşacağını göstermektedir, çünkü çevreye ısı veren (ekzotermik) reaksiyonlar için K_P değeri sıcaklık yükseldikçe azalmaktadır.

Bir fazdan diğerine geçiş olmadığı zaman, iki fazın *faz dengesinde* olduğu anlaşılır. Saf bir maddenin iki fazı, her iki fazın özgül Gibbs fonksiyonu eşit olduğu zaman denge halinde olur. Böylece, denge hali için,

$$g_f = g_g \tag{15-19}$$

sonucu elde edilir.

Genel olarak, çok karışanlı ve çok fazlı bir sistemin bağımsız özeliklerinin sayısı, *Gibbs faz kuralı* ile belirlenir. Bu kural, BÖ bağımsız özeliklerin sayısı, K karışan sayısı ve F denge halindeki faz sayısı olmak üzere,

$$\text{BÖ} = K - F + 2 \tag{15-20}$$

bağıntısıyla ifade edilebilir.

Belirli bir sıcaklık ve basınçta bulunan çok karışanlı ve çok fazlı bir sistemin faz dengesi için, her karışanın tüm fazlardaki özgül Gibbs fonksiyonunun eşit olması gerekir. Düşük basınç altındaki, iki fazlı bir karışımda, karışanların mol oranları aşağıdaki bağıntılardan hesaplanabilir:

$$P_i = y_{sf,i} P_{\text{toplam}} \tag{15-21}$$

$$P_i = y_{sf,i} P_{\text{doyma},i}(T) \tag{15-22}$$

Burada, P_i, $P_{\text{doyma},i}(T)$, $y_{sf,i}$ ve $y_{sg,i}$; i. karışanın sırasıyla buhar basıncı, karışım sıcaklığındaki doyma basıncı, sıvı ve buhar fazlarındaki mol oranlarını, P_{toplam} ise karışımın toplam basıncını göstermektedir.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 W. Z. Black ve J. G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, New York, 1985.

2 I. Glassman, *Combustion*, Academic Press, New York, 1977.

3 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Basım, Wiley, New York, 1986.

4 A. M. Kanury, *Introduction to Combustion Phenomena*, Gordon and Breach, New York, 1975.

5 J. M. Smith ve H. C. van Ness, *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*, 2. Basım, McGraw-Hill, New York, 1975.

6 G. J. van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, 3. Basım, Wiley, New York, 1986.

7 K. Wark, *Thermodynamics*, 5. Basım, McGraw-Hill, New York, 1988.

PROBLEMLER*

Denge Kıstası

15-1K Kimyasal denge kıstası neden entropiyle değil de Gibbs fonksiyonuyla ifade edilir?

* Öğrencilerin tüm kavram "K" sorularını çözmeleri önerilmektedir.

15-2K Kimyasal denge kıstasını, karışanların kimyasal potansiyelleriyle ifade edin.

K_P ve Mükemmel Gazların Denge Karışımı

15-3K Kimyasal reaksiyona giren mükemmel gaz karışımları için üç farklı K_P bağıntısı yazın ve herbirinin hangi koşullarda kullanılacağını belirtin.

15-4K 1000 K sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta, $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ reaksiyonunun denge sabiti K_{P_1}'dir. Aşağıda verilen reaksiyonların 1000 K sıcaklıktaki denge sabitlerini K_{P_1} ile ifade edin:

(a)	$CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$	3 atm basınçta
(b)	$CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$	1 atm basınçta
(c)	$CO + O_2 \rightleftharpoons CO_2 + \frac{1}{2}O_2$	1 atm basınçta
(d)	$CO + 2O_2 + 5N_2 \rightleftharpoons CO_2 + 1.5O_2 + 5N_2$	4 atm basınçta
(e)	$2CO_2 + O_2 \rightleftharpoons 2CO_2$	1 atm basınçta

15-5K $H_2 \rightleftharpoons 2H$ ayrışma reaksiyonunun 3000 K sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtaki denge sabiti K_{P_1}' dir. Aşağıda verilen reaksiyonların 3000 K sıcaklıktaki denge sabitlerini K_{P_1} ile ifade edin:

(a)	$H_2 \rightleftharpoons 2H$	2 atm basınçta
(b)	$2H \rightleftharpoons H_2$	1 atm basınçta
(c)	$2H_2 \rightleftharpoons 4H$	1 atm basınçta
(d)	$H_2 + 2N_2 \rightleftharpoons 2H + 2N_2$	2 atm basınçta
(e)	$6H \rightleftharpoons 3H_2$	4 atm basınçta

15-6K Belirli bir sıcaklık ve basınçta CO_2, CO ve O_2'den oluşan denge halinde bir karışımı ele alın. Basınç eğer iki katına çıkarılırsa,
(a) Denge sabiti K_P değişir mi?
(b) CO_2, CO ve O_2'nin mol miktarları değişir mi? Nasıl?

15-7K Belirli bir sıcaklık ve basınçta NO, O_2 ve N_2'den oluşan denge halinde bir karışımı ele alın. Basınç eğer üç katına çıkarılırsa,
(a) Denge sabiti K_P değişir mi?
(b) NO, O_2 ve N_2'nin mol miktarları değişir mi? Nasıl?

15-8K Bir yanma odasında, belirli bir sıcaklık ve basınçta CO_2, CO ve O_2'den oluşan denge halinde bir karışım vardır. (a) Sabit basınçta sıcaklığın yükseltilmesi, (b) sabit sıcaklıkta basıncın yükseltilmesi, CO_2'nin mol miktarını nasıl etkiler?

15-9K Bir yanma odasında belirli bir sıcaklık ve basınçta N_2 ve N'den oluşan denge halinde bir karışım vardır. (a) Sabit basınçta sıcaklığın yükseltilmesi, (b) sabit sıcaklıkta basıncın yükseltilmesi, N_2'nin mol miktarını nasıl etkiler?

15-10K Bir yanma odasında, belirli bir sıcaklık ve basınçta CO_2, CO ve O_2'den oluşan denge halinde bir karışım vardır. Daha sonra karışımın sıcaklık ve basıncı sabit tutulurken karışıma bir miktar N_2 eklenmektedir. Bu işlem O_2'nin mol miktarını etkiler mi? Nasıl?

15-11K H_2 ve N_2 elementlerinden hangisinin 3000 K sıcaklıkta atomlarına ayrışması daha olasıdır?

15-12 Tablolarda verilen Gibbs fonksiyonu değerlerini kullanarak, $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ reaksiyonunun denge sabitini, (*a*) 298 K sıcaklığında, (*b*)1800 K sıcaklığında hesaplayın. Bulduğunuz değerleri Tablo A-28'de verilen değerlerle karşılaştırın.

15-13 25 °C sıcaklıkta, $CH_4 + 2O_2 \rightleftharpoons CO_2 + 2H_2O$ reaksiyonu için denge sabiti K_P'yi hesaplayın. *Çözüm:* 1.96×10^{140}

15-14 Tablolarda verilen Gibbs fonksiyonu değerlerini kullanarak, $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ ayrışma reaksiyonu için, (*a*) 298 K sıcaklıkta, (*b*) 2000 K sıcaklıkta denge sabiti K_P'yi hesaplayın. Bulduğunuz sonuçları Tablo A-28'de verilen K_P değerleriyle karşılaştırın.

15-15 Tablolarda verilen Gibbs fonksiyonu değerlerini kullanarak, $H_2O \rightleftharpoons \frac{1}{2}H_2 + OH$ reaksiyonunun 25 °C sıcaklıktaki denge sabitini hesaplayın. Bulduğunuz sonucu Tablo A-28'de verilen K_P değeriyle karşılaştırın.

15-16 3 atmosfer basınçta iki atomlu oksijenin (O_2) yüzde 5'inin, tek atomlu oksijene (O) dönüştüğü sıcaklığı hesaplayın. *Çözüm:* 3133 K

15-17 Karbon monoksit, 1 atmosfer basınçta gerçekleşen sürekli akışlı bir yanma işleminde yüzde 100 fazla havayla yanmaktadır. Hangi sıcaklıkta CO'nun yüzde 97'si CO_2'ye dönüşür? Denge karışımının CO_2, CO, O_2 ve N_2'den oluştuğunu kabul edin. *Çözüm:* 2276 K

15-18 Hidrojen, 1 atmosfer basınçta gerçekleşen sürekli akışlı bir yanma işleminde yüzde 150 teorik havayla yanmaktadır. Hangi sıcaklıkta H_2'nin yüzde 96'sı H_2O'ya dönüşür? Denge karışımının H_2O, H_2, O_2 ve N_2'den oluştuğunu kabul edin.

15-19 Hava (yüzde 79 N_2 ve yüzde 21 O_2), 2 atmosfer basınçta 2000 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Denge karışımının N_2, O_2 ve NO'dan oluştuğunu kabul ederek, bu halde karışanların mol miktarlarını belirleyin. Denge karışımında tek atomlu oksijen veya azotun bulunmaması sizce gerçekçi bir kabul müdür? Sabit sıcaklıkta basınç iki katına çıkarılırsa, denge karışımında karışanların mol miktarları değişir mi?

15-20 Hidrojen (H_2), 10 atmosfer sabit basınçta 3200 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Bu hal değişimi sırasında H_2'nin yüzde olarak ne kadarının H'ya ayrıştığını hesaplayın. *Çözüm:* yüzde 13.7

15-21 Karbon dioksit (CO_2), 3 atmosfer sabit basınçta 2600 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Bu hal değişimi sırasında CO_2'nin yüzde olarak ne kadarının CO ve O_2'ye ayrıştığını hesaplayın.

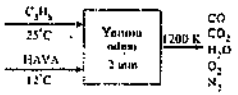
15-22 1 mol CO ve 3 mol O_2'den oluşan bir karışım 2 atmosfer basınçta 2200 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Karışımın denge halinde CO_2, CO ve O_2'den oluştuğunu kabul ederek, karışanların mol miktarlarını hesaplayın. *Çözüm:* $0.995CO_2$, $0.005CO$ ve $2.5025O_2$

15-23 2 mol CO, 2 mol O_2 ve 6 mol N_2'den oluşan bir karışım 3 atmosfer basınçta 2400 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Denge halinde karışanların mol miktarlarını hesaplayın.

15-24 3 mol N_2, 1 mol O_2 ve 0.1 mol Ar'dan oluşan bir karışım 10 atmosfer basınçta 2400 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Karışımın denge halinde N_2, O_2, Ar ve NO'dan oluştuğunu kabul ederek, karışanların mol miktarlarını hesaplayın.
Çözüm: $0.082 3NO$, $2.958 9N_2$, $0.958 9O_2$, $0.1Ar$

15-25 2000 K sıcaklık ve 0.5 atmosfer basınçta, $Na \rightleftharpoons Na^+ + e^-$ reaksiyonuna göre ayrışan sodyumun mol oranını hesaplayın. ($K_P = 0.668$ alın.) *Çözüm:* yüzde 75.6

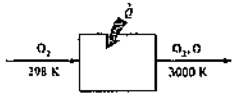
15-26 Sıvı propan (C_3H_8) sürekli akışlı bir yanma odasına 25 °C sıcaklıkta, 0.5 kg/dakika debiyle girmekte, burada yanma odasına 12 °C sıcaklıkta giren yüzde 150 fazla havayla karışarak yanmaktadır. Yanma sonu gazları CO_2, H_2O, CO, O_2 ve N_2'den oluşmakta ve yanma odasından 1200 K sıcaklık, 2 atmosfer basınçta çıkmaktadır. (*a*) Yanma sonu gazlarının denge halindeki mol miktarlarını, (*b*) yanma odasından birim zamanda olan ısı geçişini hesaplayın. Yanma sonu gazları içinde NO'nun gözönüne alınmaması sizce gerçekçi midir?
Çözüm: (*a*) $3CO_2$, $7.5O_2$, $4H_2O$, $47N_2$; (*b*) 2111 kJ/dakika



ŞEKİL P15-26

15-27 CO gazı sürekli akışlı bir yanma odasında saf oksijen (O_2) ile yanmaktadır. CO yanma odasına, 37 °C sıcaklık ve 110 kPa basınçta, 0.4 m^3/dakika debiyle, O_2 ise 25 °C sıcaklık ve 110 kPa basınçta, 0.35 kg/dakika debiyle girmektedir. CO_2, CO ve O_2'den oluşan yanma sonu gazları, yanma odasından 2000 K sıcaklık ve 110 kPa basınçta çıkmaktadır. (*a*) Yanma sonu gazlarının denge halindeki mol miktarlarını, (*b*) yanma odasından birim zamanda olan ısı geçişini hesaplayın.

15-28 Oksijen (O_2) sürekli akışlı, açık bir sistemde, 1 atmosfer sabit basınçta 298 K'den 3000 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Oksijenin debisi 0.3 kg/dakikadır. Bu işlem sırasında birim zamanda olan ısı geçişini, (*a*) O_2'nin bir bölümünün O'ya ayrıştığını, (*b*) ayrışma olmadığını kabul ederek çözün.



ŞEKİL P15-28

Eşzamanlı Reaksiyonlar

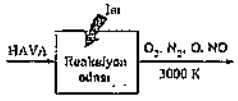
15-29K İki veya daha çok kimyasal reaksiyonun eşzamanlı gerçekleştiği sistemler için denge kıstası nedir?

15-30K İçinde birden çok reaksiyonun eşzamanlı gerçekleştiği bir karışımın denge halinde, karışanların mol oranlarını belirlerken kaç tane K_P bağıntısına gerek duyulur?

15-31 Bir mol H_2O, 1 atmosfer basınçta 3400 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Denge halinde karışımda H_2O, OH, O_2 ve H_2 bulunduğunu kabul ederek, karışanların mol miktarlarını hesaplayın.
Çözüm: $0.574H_2O$, 0.308 H_2, $0.095O_2$ ve $0.236OH$

15-32 2 mol CO_2 ve 1 mol O_2'den oluşan bir karışım, 1 atmosfer basınçta 3200 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Denge halinde karışımda CO_2, CO, O_2 ve O bulunduğunu kabul ederek, karışanların mol miktarlarını hesaplayın.

15-33 Hava (yüzde 79 N_2 ve yüzde 21 O_2), 1 atmosfer basınçta 3000 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Denge karışımının N_2, O_2, O ve NO'dan oluş-



ŞEKİL P15-33

tuğunu kabul ederek, karışanların mol miktarlarını belirleyin. Denge karışımında N olmadığının kabul edilmesi sizce gerçekçi midir?

15-34 Su buharı (H_2O), sürekli akışlı açık bir sistemde, 1 atmosfer sabit basınçta, 298 K sıcaklıktan 3000 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Su buharının debisi 0.2 kg/dakikadır. Bu işlem sırasında birim zamanda sağlanması gereken ısıyı, (*a*) bir miktar H_2O'nun H_2, O_2 ve OH'a ayrıştığını, (*b*) ayrışma olmadığını kabul ederek çözün.
Çözüm: (*a*) 2056 kJ/dakika, (*b*) 1404 kJ/dakika

K_P'nin Sıcaklıkla Değişimi

15-35K Van't Hoff denkleminin önemi nedir?

15-36K Bir yakıtın yanması 2000 K sıcaklıkta mı, 2500 K sıcaklıkta mı daha tamdır?

15-37 Karbon monoksitin 2200 K sıcaklıktaki reaksiyon entalpisi, $\overline{h}_R$'yi, (*a*) tablolarda verilen entalpi değerlerini kullanarak, (*b*) tablolarda verilen K_P değerlerinden yararlanarak hesaplayın.

15-38 2400 K sıcaklık için tablolardan okuyacağınız reaksiyon entalpisi $\overline{h}_R$ değerini ve K_P değerini kullanarak, $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ yanma reaksiyonunun 2600 K sıcaklıktaki K_P değerini hesaplayın.
Çözüm: 104.1

15-39 2000 K sıcaklıktaki ayrışma reaksiyonu $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ için, reaksiyon entalpisi $\overline{h}_R$'yi (*a*) tablolarda verilen entalpi değerlerini kullanarak, (*b*) tablolarda verilen K_P değerlerinden yararlanarak hesaplayın.

15-40 2900 K sıcaklıktaki ayrışma reaksiyonu $O_2 \rightleftharpoons 2O$ için, reaksiyon entalpisi $\overline{h}_R$'yi (*a*) tablolarda verilen entalpi değerlerini kullanarak, (*b*) tablolarda verilen K_P değerlerinden yararlanarak hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 513 229 kJ/kmol, (*b*) 512 957 kJ/kmol

Faz Dengesi

15-41K Bir silindirin içinde başlangıçta denge halinde doymuş sıvı-buhar karışımı su bulunmaktadır. Daha sonra, silindir içindeki basınç ve sıcaklık sabit kalırken bir miktar buhar dışarı atılmaktadır. Bu işlem faz dengesini bozup bir miktar sıvının buharlaşmasına neden olur mu?

15-42K Amonyak ve suyun denge halindeki iki fazlı bir karışımını ele alın. Bu karışım aynı sıcaklıkta fakat farklı bir basınçta iki fazlı bir karışım olarak bulunabilir mi?

15-43 100 °C sıcaklıktaki, doymuş sıvı ve doymuş buhar karışımı suyun faz dengesi kıstasını sağladığını gösterin.

15-44 500 kPa basınçtaki doymuş sıvı ve doymuş buhar karışımı suyun faz dengesi kıstasını sağladığını gösterin.

15-45 0 °C sıcaklıktaki doymuş sıvı ve doymuş buhar karışımı soğutucu akışkan-12'nin faz dengesi kıstasını sağladığını gösterin.

15-46 Oksijen ve azotun gaz fazında bir karışımını ele alın. Sistemin halini belirlemek için kaç bağımsız özeliğin belirtilmesi gerekir?
Çözüm: 3

15-47 Soğurmalı soğutma sistemlerinde, sıvı amonyak (NH_3) ve suyun (H_2O) iki fazlı denge karışımı sıkça kullanılır. Amonyak ve suyun 30 °C sıcaklıkta, denge halindeki sıvı-buhar karışımını ele alın. Sıvı fazının mol oranları yüzde 60NH_3 ve yüzde 40H_2O ise, karışımın buhar fazının mol oranlarını hesaplayın. NH_3'ün 30 °C sıcaklıktaki doyma basıncı 1116.5 kPa olmaktadır.

15-48 Amonyak ve suyun 20 °C sıcaklıkta, denge halindeki sıvı-buhar karışımını ele alın. Sıvı fazının mol oranları yüzde 50 NH_3 ve yüzde 50 H_2O ise, karışımın buhar fazının mol oranlarını hesaplayın. NH_3'ün 20 °C sıcaklıktaki doyma basıncı 857.1 kPa olmaktadır.
Çözüm: yüzde 0.27 ve yüzde 99.73

15-49 Amonyak ve suyun 50 °C sıcaklıkta, denge halindeki sıvı-buhar karışımını ele alın. Buhar fazının mol oranları yüzde 99 NH_3 ve yüzde 1 H_2O ise, karışımın sıvı fazının mol oranlarını hesaplayın. NH_3'ün 50 °C sıcaklıktaki doyma basıncı 2032.6 kPa olmaktadır.

15-50 Oksijen-azot karışımının sıvı-buhar denge diyagramını kullanarak, 80 K sıcaklık ve 100 kPa basınçta her iki faz için karışanların mol oranlarını hesaplayın.

15-51 Oksijen-azot karışımının sıvı-buhar denge diyagramını kullanarak, 88 K sıcaklık ve 100 kPa basınçta her iki faz için karışanların mol oranlarını hesaplayın.

15-52 Oksijen-azot karışımının 100 kPa basınçtaki sıvı-buhar denge diyagramını kullanarak, buhar fazında karışanların mol oranlarının yüzde 79 azot ve yüzde 21 oksijen olduğu sıcaklığı belirleyin.
Çözüm: 89 K

15-53 Oksijen-azot karışımının 100 kPa basınçtaki sıvı-buhar denge diyagramını kullanarak, sıvı fazında karışanların mol oranlarının yüzde 30 azot ve yüzde 70 oksijen olduğu sıcaklığı belirleyin.

Genel Tekrar Problemleri

15-54 Gibbs fonksiyonunun tablo değerlerini kullanarak, 2000 K sıcaklıktaki ayrışma reaksiyonu, $O_2 \rightleftharpoons 2O$ için denge sabiti K_P'nin değerini hesaplayın. Bulduğunuz değeri Tablo A-28'de verilen K_P değeriyle karşılaştırın. *Çözüm:* 4.4×10^{-7}

15-55 1 mol H_2 ve 1 mol Ar'dan oluşan bir karışım, 1 atmosfer sabit basınçta, H_2'nin yüzde 15'i tek atomlu hidrojen H'ya ayrışıncaya kadar ısıtılmaktadır. Denge halindeki karışımın sıcaklığını hesaplayın.

15-56 1 mol H_2O, 2 mol O_2 ve 5 mol N_2'den oluşan bir karışım, 5 atmosfer sabit basınçta 2200 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Denge halindeki karışımda H_2O, O_2, N_2 ve H_2 bulunduğunu kabul ederek, karışanların

mol miktarlarını hesaplayın. Karışımda OH'nın olmadığı kabulü sizce gerçekçi midir?

15-57 0.1 atmosfer basınç ve 10 000 K sıcaklıkta, $Ar \rightleftharpoons Ar^+ + e^-$ reaksiyonuna göre iyonlaşan argonun, mol yüzdesi olarak ne kadarının iyonlaştığını hesaplayın. Bu reaksiyon için denge sabiti $K_P = 0.00042$ olmaktadır.

15-58 25 °C sıcaklıktaki metan gazı (CH_4) 1 atmosfer basınçta çalışan sürekli akışlı adyabatik bir açık sistemde, 25 °C sıcaklıktaki stokiometrik miktarda havayla yanmaktadır. Yanma sonu gazlarının CO_2, H_2O, CO, N_2 ve O_2'den oluştuğunu kabul ederek, (*a*) denge halindeki yanma sonu gazlarında karışanların mol miktarlarını, (*b*) gazların çıkış sıcaklığını hesaplayın.

15-59 Sabit hacimli bir basınçlı kapta, 1 mol H_2 ve 0.5 mol O_2'den oluşan bir karışım vardır. Karışım 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçtadır. Daha sonra karışım tutuşturulmakta ve yanma sonunda sıcaklık ve basınç 2800 K ve 5 atmosfer olmaktadır. Yanma sonu gazlarının H_2O, H_2 ve O_2'den oluştuğunu kabul ederek, (*a*) denge halindeki yanma sonu gazlarında karışanların mol miktarlarını, (*b*) yanma odasından çevreye olan ısı geçişini hesaplayın. Yanma sonu gazları arasında OH'nın bulunmadığını kabul etmek sizce gerçekçi midir?
Çözüm: (*a*) $0.944H_2O$, $0.056H_2$, $0.028O_2$; (*b*) 132 574 J

15-60 2 mol H_2O ve 3 mol O_2'den oluşan bir karışım, 5 atmosfer sabit basınçta 3600 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Denge halindeki karışımda H_2O, OH, O_2 ve H_2 bulunduğunu kabul ederek, karışanların mol miktarlarını hesaplayın.

15-61 3 mol CO_2 ve 3 mol O_2'den oluşan bir karışım, 2 atmosfer sabit basınçta 3400 K sıcaklığa ısıtılmaktadır. Denge halindeki karışımda CO_2, CO, O_2 ve O bulunduğunu kabul ederek, karışanların mol miktarlarını hesaplayın.
Çözüm: $1.56CO_2$, $1.44CO$, $3.080O_2$, $1.28O$

15-62 Hidrojenin 2400 K sıcaklıktaki yanma işlemi için, reaksiyon entalpisi $\overline{h}_R$'yi, (*a*) tablolarda verilen entalpi değerlerini kullanarak, (*b*) tablolarda verilen K_p değerlerinden yararlanarak hesaplayın.
Çözüm: (*a*) −252 377 kJ/kmol, (*b*) −252 047 kJ/kmol

15-63 Reaksiyon entalpisi $\overline{h}_R$'nin tablo değerlerini ve 2800 K sıcaklıktaki K_p değerini kullanarak, 3000 K sıcaklıktaki ayrışma işlemi $O_2 \rightleftharpoons 2O$ için K_p değerini hesaplayın.

15-64 Saf bir maddenin üç fazı denge halinde olduğu zaman, her üç fazın özgül Gibbs fonksiyonunun eşit olacağını gösterin.

15-65 İki karışanlı bir sistemin iki fazı denge halinde olduğu zaman, her karışan için fazların özgül Gibbs fonksiyonlarının eşit olacağını gösterin.

15-66 Sabit hacimli bir basınçlı kapta, başlangıçta 25 °C sıcaklık ve 1 atmosfer basınçta, 1 kmol CO ve 3 kmol O_2'den oluşan bir karışım vardır. Daha sonra karışım tutuşturulmakta ve tam yanma gerçekleşmektedir; başka bir deyişle, tüm CO, CO_2'ye dönüşmektedir. Son halde

sistemin sıcaklığı 500 K olduğuna göre, sistemin son basıncını ve yanma odasından çevreye olan ısı geçişini hesaplayın. Kimyasal denge sağlandığında yanma sonu gazları arasında CO'nun bulunmadığını kabul etmek sizce gerçekçi midir?

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

15-67 Aşağıda, doğrusal olmayan (nonlineer) bir denklem verilmiştir:

$$54.193\,(5 - x)\,(3 - x)^2 = x^2\,(27 - x)$$

Bu denklemin gerçel köklerini hesaplayan bir bilgisayar programı yazın. Bulduğunuz değerleri 15-4 numaralı örnekte bulunan x değeriyle karşılaştırın.

15-68 Doğrusal olmayan iki bilinmeyenli bir denklem takımını çözmek için bir bilgisayar programı yazın. 15-5 numaralı örnekteki (1) ve (2) numaralı bağıntıları kullanarak bilinmeyenlerden ikisini yoketmekten sonra, (3) ve (4) numaralı denklemleri kullanarak elde edeceğiniz denklem takımını bu programı kullanarak çözün.

15-69 18 Mayıs 1992 tarihinde, *Reno Gazette* dergisinde çıkan bir yazıda, bir mucidin sudan motor yakıtı elde ettiğinden sözedilmekte ve bu buluşun bir çığır açarak motor verimini artıracağı, yakıt tasarrufu sağlayacağı ve hava kirlenmesini azaltacağı belirtilmekteydi. Dergide mucidin yarı yarıya su ve benzinle çalıştığını söylediği bir otomobilin resmi de yer alıyordu. Bu yeni motorda, suyun katalitik kutuplarda üretilen kıvılcımlarla oksijen ve hidrojene ayrıldığı ve daha sonra benzinle yandığı öne sürülmekteydi. Mucit ayrıca, hidrojenin karbona oranla daha yüksek bir enerji yoğunluğuna sahip olduğunu ve bunun daha fazla güç elde edilmesine yol açtığını iddia etmekteydi. İddiaya göre, belirtilen otomobilin yakıt tüketimi 10 km'de 1 litreden yaklaşık 25 km'de 1 litreye düşmüş, hidrokarbon, karbon monoksit ve diğer zehirli gazların emisyonu da önemli ölçüde azalmıştı.

Bu savlarla ilgili bir değerlendirme yapın ve bu motorun yapımı için parasal destek sağlayacak bir yatırımcı grubuna, konuyla ilgili bir rapor hazırlayın.

15-70 Otomobillerden çevreye yayılan NO_x (azot oksitler), CO (karbon monoksit) ve HC (hidrokarbonlar), hava kirliliğinin başlıca nedenlerindendir. Bölgenizde, otomobil egzozlarında bu kirleticilere konulmuş yasal üst sınırları araştırın. Kentinizdeki tüm arabaların yasal sınırda kirletici yaymaları durumunda, kg olarak ne kadar kirletici üretileceğini hesaplayın. Kabullerinizi belirtin.

Yüksek Hızlı Akışın Termodinamiği

BÖLÜM 16

Bu bölümde yüksek hızlı akışın termodinamiğiyle ilgili genel bağıntılar geliştirilmektedir. Bölümde önce, sıkıştırılabilir akış için *durma hali*, *ses hızı* ve *Mach sayısı* kavramları açıklanmaktadır. Daha sonra akışkanların statik ve durma özelikleri arasındaki bağıntılar mükemmel gazların izantropik akışları için çıkarılmakta, bu bağıntılar özgül ısıların oranı ve akış Mach sayısıyla ifade edilmektedir. Bir boyutlu izantropik sesaltı ve sesüstü akışlarda, kesit alanının değişiminin akış üzerindeki etkileri incelendikten sonra, sonuçlar yakınsak ve yakınsak raksak lülelerde izantropik akışa uygulanmaktadır. Daha sonra *normal şok dalgası* tanımlanmakta ve şok dalgasının iki yanında akışın özelikleri incelenmektedir. Son olarak da, lüle ve yayıcı verimlerinin akış parametreleri üzerindeki etkileri, mükemmel gazların ve buharların bu sistemlerdeki akışı için yeniden gözden geçirilmektedir.

16.1 ■ DURMA ÖZELİKLERİ

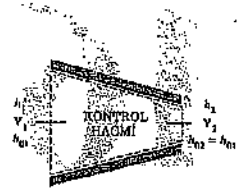
Açık sistemleri incelerken, *iç enerjiyi* ve *akış enerjisini* toplayarak *entalpi* diye tanımlamanın ($h = u + Pv$) uygulamada kolaylık getirdiği görülmüştü. Akışkanın kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilebildiği zaman entalpi akışkanın *toplam* enerjisini belirtir. Yüksek hızlı akışlar için, potansiyel enerjinin etkisi çok azdır, fakat kinetik enerji gözardı edilemez. Bu gibi durumlarda, akışın entalpisi ve kinetik enerjisi toplanarak, **durma entalpisi** veya **toplam entalpi** h_0 diye tanımlanır:

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \quad \text{(kJ/kg)} \tag{16-1}$$

Akışın potansiyel enerjisi ihmal edilebildiği zaman, durma entalpisi akışın birim kütle için toplam enerjisini gösterir. Bu tanım yüksek hızlı akışların termodinamik çözümlemesini kolaylaştırır.

Bu bölümde, alışılagelen **entalpi** h, durma entalpisinden farkını vurgulamak için **statik entalpi** diye adlandırılacaktır. Durma entalpisinin, statik entalpi gibi akışkanın karma bir özeliği olduğu vurgulanmalıdır. Akışın kinetik enerjisinin gözardı edilebildiği durumlarda her iki entalpi de aynı değere sahip olur.

Bir akışkanın, lüle, yayıcı veya benzeri bir kapalı kanalda sürekli akışını inceleyelim. Akışın adyabatik olduğu ve Şekil 16-1'de gösterildiği gibi akış sırasında döner mil veya elektrik işi yapılmadığı kabul edilsin. Akışkanın yüksekliğinde ve potansiyel enerjisinde büyük bir değişme olmadığı gözönüne alınırsa, verilen sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu bağıntısı (4-23 numaralı denklem) aşağıdaki gibi yazılabilir:



ŞEKİL 16-1
Bir akışkanın adyabatik kanalda sürekli akışı.

$$q - w = \Delta h + \Delta ke + \Delta pe$$

Burada q, w ve Δpe'nin sıfır olmaları nedeniyle,

$$0 = (h_2 - h_1) + \left(\frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2}\right)$$

veya

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{16-2}$$

veya

$$h_{01} = h_{02} \tag{16-3}$$

olur. Başka bir deyişle, ısı ve iş etkileşimlerinin olmadığı ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edilebildiği bir sürekli akışta, akışkanın durma entalpisi sabit kalır. Lüle ve yayıcılardaki akış genellikle bu koşulları sağlar, böylece akışkanın hızındaki artış, akışkanın statik entalpisinde bir azalmaya yol açar.

Eğer akışkan tümüyle durma haline gelirse, 2 halindeki hızı sıfır olur ve 16-2 numaralı denklem aşağıdaki biçimi alır:

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 = h_{02}$$

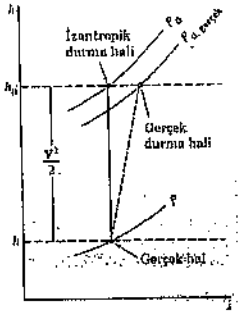
Durma entalpisi, akışkan adyabatik olarak durma haline getirildiği zaman, akışkanın sahip olduğu entalpidir.

Durma işlemi sırasında akışkanın kinetik enerjisi entalpiye (iç enerji + akış enerjisi) dönüşür, bu da sıcaklık ve basıncın yükselmesine

ŞEKİL 16-2
Durma işlemi sırasında kinetik enerji entalpiye dönüşür.

nedon olur (Şekil 16-2). Akışkanın durma halindeki özelikleri, **durma özelikleri** (durma sıcaklığı, durma basıncı, durma yoğunluğu v.b.) diye adlandırılır. Durma hali ve durma özelikleri 0 indisiyle gösterilir.

Durma işlemi adyabatik olmanın yanısıra tersinirse, başka bir deyişle izantropikse, durma hali, **izantropik durma hali** diye adlandırılır. Akışkanın entropisi, izantropik durma işlemi sırasında sabit kalır. Gerçek (tersinmez) ve izantropik durma işlemleri Şekil 16-3'te h-s diyagramında gösterilmiştir. Dikkat edilirse, akışkanın durma entalpisi ve eğer akışkan mükemmel gaz ise durma sıcaklığı, her iki durumda da aynıdır. Fakat gerçek durma basıncı, izantropik durma basıncından daha düşüktür, çünkü gerçek durma işlemi sırasında entropi, akış sürtünmesinden dolayı artar. Durma işlemleri genellikle izantropik kabul edilir, bu nedenle izantropik durma özelikleri kısaca durma özelikleri diye adlandırılır.



ŞEKİL 16-3
Bir akışkanın gerçek halinin, gerçek durma halinin ve izantropik durma halinin h-s diyagramında gösterimi.

ÖRNEK 16-1

400 °C sıcaklık ve 1 MPa basınçtaki su buharı bir lülede 300 m/s hızla akmaktadır. Buharın durma entalpisini, durma sıcaklığını, durma basıncını ve durma yoğunluğunu hesaplayın.

Çözüm Verilen hal için su buharının entalpisi Tablo A-6'dan 3263.9 kJ/kg olarak okunur. Su buharının durma entalpisi bu değeri kullanarak, 16-1 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2}$$

$$= 3263.9 \text{ kJ/kg} + \frac{(300 \text{ m/s})^2}{2}\left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 3263.9 \text{ kJ/kg} + 45.0 \text{ kJ/kg}$$

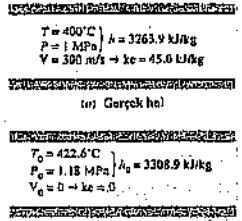
$$= 3308.9 \text{ kJ/kg}$$

Verilen sıcaklık ve basınçta su buharının entropisi, 7.4651 kJ/(kg · K)'dir. Durma işleminin izantropik olduğu kabul edilirse, durma halinde su buharının entropisi bu değer olacaktır. Böylece, iki bağımsız özelik entalpi ve entropi bilindiği için, durma halindeki sıcaklık, basınç ve yoğunluk ($\rho_0 = 1/v_0$) Tablo A-6'dan oranlamayla bulunur (Şekil 16-4):

$$T_0 = 422.6\ ^\circ\text{C}$$

$$P_0 = 1.18 \text{ MPa}$$

$$\rho_0 = 3.719 \text{ kg/m}^3$$



ŞEKİL 16-4
Yüksek hızlı bir akışkanın özelikleri, adyabatik durma işlemi sırasında önemli ölçüde değişir (sayısal değerler Örnek 16-1'den alınmıştır).

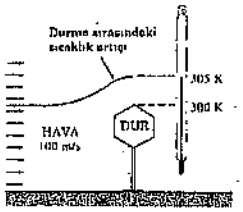
Eğer su buharının hızı 50 m/s olsaydı, kinetik enerji terimi sadece 1.25 kJ/kg, durma-entalpisi de 3265.15 kJ/kg olurdu. Bu değer statik entalpi değerine çok yakındır. Böylece düşük hızlı akışlar için durma özelikleriyle akışkan (statik) özeliklerinin hemen hemen aynı olduğu söylenebilir.

Akışkan mükemmel gaz olduğu zaman, entalpisi C_pT ile gösterilebilir. Bu durumda, 16-1 numaralı denklem aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir:

$$C_pT_0 = C_pT + \frac{V^2}{2}$$

veya

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2C_p} \qquad (16\text{-}4)$$



ŞEKİL 16-5
V hızında akan mükemmel gazın sıcaklığı, durma haline getirildiği zaman $V^2/(2C_p)$ kadar artar.

Burada T_0, **durma sıcaklığı** veya **toplam sıcaklık** diye adlandırılır ve *mükemmel bir gazın adyabatik olarak durma noktasına getirildiğinde erişeceği sıcaklığı* gösterir. $V^2/2C_p$ terimi bu işlem sırasında oluşan sıcaklık yükselmesidir ve **dinamik sıcaklık** diye adlandırılır. Örneğin, 100 m/s hızla akan havanın dinamik sıcaklığı, $(100 \text{ m/s})^2/[2 \times 1005 \text{ J/(kg · K)}] = 5.0$ K olur. Bu nedenle, 300 K sıcaklıkta ve 100 m/s hızdaki havanın sıcaklığı, hava adyabatik olarak durma haline geldiği zaman, durma sıcaklığı olan 305 K değerine yükselir (Şekil 16-5). Bu olgu örneğin bir sıcaklık duyargasının burnunda gözlenir. Düşük hızlardaki akışlarda durma sıcaklığı ve statik sıcaklık değerlerinin hemen hemen eşit olduğu not edilmelidir. Fakat yüksek hızlı akışlarda, akış içine konan sabit bir sıcaklık duyargasının ölçtüğü sıcaklık, başka bir deyişle durma sıcaklığı, akışkanın statik sıcaklığından oldukça yüksek bir değerde olabilir.

Akışkan izantropik olarak durma haline getirildiğinde sahip olduğu basınç, **durma basıncı** P_0 diye adlandırılır. Özgül ısıları sabit kabul edilen mükemmel gazlar için, P_0 ile akışkanın statik basıncı arasındaki ilişki 6-46 numaralı denklemle belirlenir:

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{k/(k-1)} \qquad (16\text{-}5)$$

Yoğunluk ρ'nun $1/v$ olduğu hatırlanırsa, 6-44 numaralı denklemi kullanarak, durma yoğunluğunun statik yoğunluğa oranı aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(k-1)} \qquad (16\text{-}6)$$

Durma entalpisi kullanıldığı zaman, kinetik enerjiyi ayrıca göstermek gerekmez. Bu durumda, bir giriş ve bir çıkışın olduğu sürekli akışlı açık sistem için, enerjinin korunumu denklemi,

$$q - w = (h_{02} - h_{01}) + g(z_2 - z_1) \qquad (16\text{-}7)$$

biçiminde yazılır. Burada h_{01} ve h_{02}, sırasıyla 1 ve 2 hallerindeki durma entalpisini göstermektedir. Akışkan, özgül ısıları sabit kabul edilen mükemmel bir gazsa, 16-7 numaralı denklem aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$q - w = C_p(T_{02} - T_{01}) + g(z_2 - z_1) \qquad (16\text{-}8)$$

Burada T_{01} ve T_{02} durma sıcaklıklarıdır.

Kinetik enerji terimleri yukarıdaki denklemlerde açıkça görülmemektedir, fakat katkıları durma entalpisi terimleri içinde gözönüne alınmıştır.

ÖRNEK 16-2

Bir uçak, atmosfer basıncının 54.05 kPa ve çevre sıcaklığının 255.7 K olduğu, 5000 m yükseklikte, 250 m/s hızla uçmaktadır. Çevre hava, kompresöre girmeden önce bir yayıcıda yavaşlamaktadır (Şekil 16-6). Yayıcıda ve kompresörde akışın izantropik olduğunu kabul ederek, (*a*) kompresör girişinde durma basıncını, (*b*) kompresörün durma basınç oranı 8 olduğuna göre, kompresörde birim kütle için yapılan işi hesaplayın.

Çözüm Havanın mükemmel bir gaz olduğu ve özgül ısılarının oda sıcaklığındaki değerlerinde sabit kaldığı kabul edilirse, sabit basınçta özgül ısı C_p ve özgül ısıların oranı k, Tablo A-2a'dan,

$$C_p = 1.005 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \qquad \text{ve} \qquad k = 1.4$$

olarak bulunur.

(*a*) İzantropik akış koşullarında, kompresör girişinde (veya yayıcı çıkışında) durma basıncı, 16-5 numaralı denklemden hesaplanabilir. Fakat önce kompresör girişindeki durma sıcaklığı T_{01}'in belirlenmesi gerekir. Yapılan kabuller çerçevesinde, T_{01}, 16-4 numaralı denklemden hesaplanır:

$$T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2C_p} = 255.7 \text{ K} + \frac{(250 \text{ m/s})^2}{(2)(1.005 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)})}\left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 286.8 \text{ K}$$

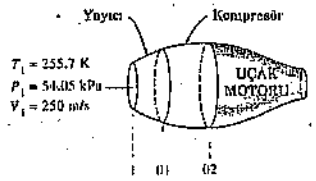
Böylece durma basıncı 16-5 numaralı denklemden,

$$P_{01} = P_1\left(\frac{T_{01}}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (54.05 \text{ kPa})\left(\frac{286.8 \text{ K}}{255.7 \text{ K}}\right)^{1.4/(1.4-1)}$$

$$= 80.77 \text{ kPa}$$

olarak hesaplanır. Başka bir deyişle, hava 250 m/s hızdan sıfır hıza yavaşlarken sıcaklığı 31.1 °C, basıncı da 26.72 kPa artar. Havanın sıcaklık ve basıncındaki bu artışlar kinetik enerjinin entalpiye dönüşümünden kaynaklanmaktadır.

(*b*) Kompresör işini hesaplamak için, kompresör çıkışındaki durma sıcaklığı T_{02}'nin belirlenmesi gerekir. Kompresörün durma basınç oranı P_{02}/P_{01}, 8 olarak



ŞEKİL 16-6
Örnek 16-2'nin genel çizimi.

verilmiştir. Sıkıştırma işlemi izantropik kabul edildiği için, T_{02} mükemmel gaz izantropik bağıntısı olan 16-5 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$T_{02} = T_{01}\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{(k-1)/k} = (286.8 \text{ K})(8)^{(1.4-1)/1.4} = 519.5 \text{ K}$$

Potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse, birim hava kütlesi için kompresör işi, 16-8 numaralı denklemden bulunur:

$$w = C_p(T_{01} - T_{02})$$

$$= (1.005 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)})(286.8 \text{ K} - 519.5 \text{ K})$$

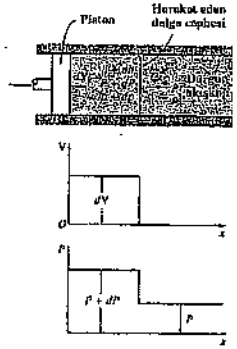
$$= -233.9 \text{ kJ/kg}$$

Böylece, kompresörde yapılan iş 233.9 kJ/kg olmaktadır. Dikkat edilirse, durma özeliklerinin kullanımı, akışın kinetik enerji değişiminin kendiliğinden gözönüne alınmasını sağlamıştır.

16-2 ■ SES HIZI VE MACH SAYISI

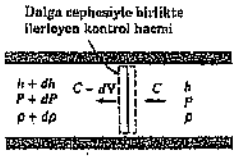
Sıkıştırılabilir akışın incelenmesi sırasında karşılaşılan önemli bir parametre ses hızıdır. Ses hızı veya sonik hız, sonsuz küçüklükteki basınç dalgalarının bir ortamda yayılma hızıdır. Basınç dalgası, yerel basınçta çok az bir yükselmeye neden olan küçük bir çalkantı tarafından yaratılmış olabilir.

Bir ortamdaki ses hızını veren bağıntıyı elde edebilmek için, başlangıçta içinde durgun bir akışkanın bulunduğu bir boru düşünün (Şekil 16-7). Daha sonra boruya yerleştirilmiş bir piston sağa doğru sonsuz küçük fakat sabit bir dV hızıyla hareket ederek bir ses dalgası oluştursun. Dalga cephesi sağa doğru ses hızı C ile hareket eder ve pistona bitişik hareketli akışkanı henüz durgun haldeki akışkandan ayırır. Dalga cephesinin solundaki akışkanın termodinamik özeliklerinde sonsuz küçük bir değişim olurken, dalga cephesinin sağındaki akışkan ise Şekil 16-7'de görüldüğü gibi ilk haldeki termodinamik özeliklerini korur.



ŞEKİL 16-7
Zayıf bir basınç dalgasının boru boyunca yayılması.

Çözümlemeyi kolaylaştırmak için, Şekil 16-8'de gösterildiği gibi dalga cephesini içine alan ve onunla birlikte hareket eden bir kontrol hacmi gözönüne alınsın. Dalga cephesiyle birlikte hareket eden bir gözlemci için, sağ taraftaki akışkan dalga cephesine doğru C hızıyla yaklaşırken, dalga cephesinin sol tarafındaki akışkan, dalga cephesinden $C - dV$ hızıyla uzaklaşır. Doğal olarak, gözlemci dalga cephesini ve kendini içine alan kontrol hacmini sabit olarak algılarken, sürekli bir akışa tanık olacaktır. Bir giriş ve bir çıkışlı sürekli açık sisteme kütlenin korunumu ilkesi uygulanırsa,



ŞEKİL 16-8
Zayıf basınç dalgasıyla birlikte boru boyunca ilerleyen kontrol hacmi.

$$\dot{m}_{net} = \dot{m}_{sol}$$

veya

$$\rho AC = (\rho + d\rho)A(C - dV)$$

elde edilir. Her iki tarafta bulunan kesit alanı A karşılıklı silinir ve ikinci mertebeden terimler gözardı edilirse, yukarıdaki denklem sadeleşir:

$$C\,d\rho - \rho\,dV = 0 \qquad (a)$$

Ele alınan sürekli akışlı açık sistemin sınırlarından ısı veya iş geçmemektedir, ayrıca potansiyel enerji değişimi ihmal edilirse, enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki biçimde yazılır:

$$h + \frac{C^2}{2} = h + dh + \frac{(C - dV)^2}{2}$$

Bu denklem sadeleştirilirse,

$$dh - C\,dV = 0 \qquad (b)$$

bulunur. Olağan bir ses dalgasının genliği çok küçüktür, bu nedenle akışkanın basınç ve sıcaklığında önemli bir değişikliğe yol açmaz. Böylece, bir ses dalgasının yayılması sadece adyabatik değil, aynı zamanda yaklaşık olarak izantropiktir. Bu durumda ikinci $T\,ds$ bağıntısı olan 6-24 numaralı denklem,

$$T\,ds = dh - \frac{dP}{\rho}$$

ve $ds = 0$ olduğu için,

$$dh = \frac{dP}{\rho} \qquad (c)$$

biçimini alır. (a), (b) ve (c) denklemleri birleştirilirse, ses hızı için istenen bağıntı elde edilir:

$$C^2 = \frac{dP}{d\rho} \qquad (s = \text{sabit})$$

veya

$$C^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s \qquad (16\text{-}9)$$

Bu denklem, 11. Bölümde verilen bağıntılardan yararlanarak aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir:

$$C^2 = k\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_T \qquad (16\text{-}10)$$

Burada k, akışkanın özgül ısılarının oranı olmaktadır. Bu bağıntının çıkarılması okuyucuya bırakılmıştır. Dikkat edilirse, bir akışkanda ses hızı, akışkanın termodinamik özeliklerinin fonksiyonu olmaktadır.

Akışkan mükemmel gaz olduğu zaman ($P = \rho RT$), 16-10 numaralı denklemdeki türev kolaylıkla alınır ve aşağıdaki bağıntı elde edilir:

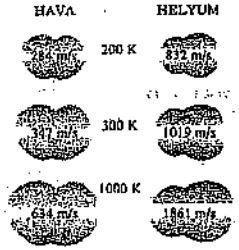
$$C^2 = k\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_T = k\left[\frac{\partial(\rho RT)}{\partial \rho}\right]_T = kRT$$

veya

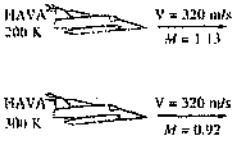
$$C = \sqrt{kRT} \qquad (16\text{-}11)$$

Verilen bir mükemmel gaz için gaz sabiti R'nin sabit bir değeri vardır, özgül ısıların oranı k ise sıcaklığın fonksiyonudur. Bu nedenle, verilen bir mükemmel gaz için ses hızının sadece sıcaklığın fonksiyonu olduğu görülmektedir (Şekil 16-9).

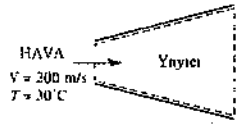
Sıkıştırılabilir akışın çözümlemesinde kullanılan ikinci önemli parametre, adını Avusturyalı fizikçi Ernst Mach'tan (1838-1916) alan



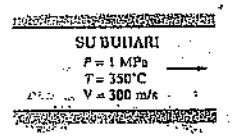
ŞEKİL 16-9
Ses hızı sıcaklıkla değişir.



ŞEKİL 16-10
Hız aynı kalsa da Mach sayısı sıcaklıkla değişebilir.



ŞEKİL 16-11
Örnek 16-3'ün genel çizimi.



ŞEKİL 16-12
Örnek 16-4'ün genel çizimi.

Mach sayısı M'dir. Bu değer bir akışkanın veya durgun akışkan içinde hareket eden bir cismin gerçek hızının aynı ortamdaki ses hızına oranıdır:

$$M = \frac{V}{C} \qquad (16\text{-}12)$$

Dikkat edilirse, Mach sayısı, ses hızına ve bu nedenle akışkanın haline bağlıdır. Böylece, durgun havada sabit hızda uçan bir cismin Mach sayısı, değişik bölgelerde farklı olabilir (Şekil 16-10).

Akış rejimleri çoğu kez Mach sayısına göre ifade edilir. Akış rejimi, $M = 1$ olduğu zaman ses hızında (*sonic*), $M < 1$ olduğu zaman sesaltı (*subsonic*), $M > 1$ olduğu zaman sesüstü (*supersonic*), $M \gg 1$ olduğu zaman hipersonik ve $M \approx 1$ olduğu zaman transonik diye adlandırılır.

ÖRNEK 16-3

Hava bir yayıcıya, Şekil 16-11'de gösterildiği gibi 200 m/s hızla girmektedir. Hava sıcaklığı 30 °C olduğuna göre, yayıcı girişinde (*a*) ses hızını, (*b*) Mach sayısını hesaplayın.

Çözüm Verilen koşullarda hava mükemmel gaz kabul edilebilir. 30 °C sıcaklıkta havanın gaz sabiti, $R = 0.287$ kJ/(kg · K) ve özgül ısılarının oranı $k = 1.4$ olarak okunur (Tablo A-2a).

(*a*) 30 °C sıcaklıkta, havadaki ses hızı, 16-11 numaralı denklemden bulunur:

$$C = \sqrt{kRT} = \sqrt{(1.4)(0.287\ \text{kJ/(kg·K)})(303\ \text{K})\left(\frac{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)} = 349\ \text{m/s}$$

(*b*) Mach sayısı 16-12 numaralı denklemden hesaplanır:

$$M = \frac{V}{C} = \frac{200\ \text{m/s}}{349\ \text{m/s}} = 0.573$$

Yayıcı girişindeki akışın sesaltı olduğu görülmektedir.

ÖRNEK 16-4

1.0 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıktaki su buharı, Şekil 16-12'de görüldüğü gibi bir boruda 300 m/s hızla akmaktadır. (*a*) Ortamdaki ses hızını, (*b*) akışın Mach sayısını hesaplayın. Bulduğunuz sonuçları, kızgın su buharını, özgül ısılarının oranı $k = 1.3$ olan mükemmel bir gaz kabul ederek hesaplanacak değerlerle karşılaştırın.

Çözüm (*a*) Verilen halde, su buharı ortamındaki ses hızı 16-9 numaralı denklemden tam olarak bulunabilir, fakat bunu yapabilmek için basınç P ile yoğunluk ρ arasındaki ilişkiyi bilmek gerekir. Bu ilişkiyi veren bağıntıların yokluğunda, türev yerine verilen basınçta bölünmüş farklardan yararlanarak yeterli hassaslıkta sonuçlar elde edilebilir:

$$C^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s \cong \left[\frac{\Delta P}{\Delta(1/v)}\right]_s$$

Verilen halde (1 MPa ve 350 °C) su buharının entropisi, Tablo A-6'dan, $s = 7.3011$ kJ/(kg · K) olarak bulunur. Tablolarda 1 MPa basıncın bir altındaki ve bir

üstündeki basınçların 0.8 MPa ve 1.2 MPa olduğu görülür. Bu basınçlarda entropinin 7.3011 kJ/(kg · K) olduğu haller için özgül hacimler doğrusal oranlamayla 0.3359 ve 0.2454 m^3/kg olarak bulunur. Bu değerler yukarıdaki bağıntıya konarak ses hızı hesaplanır:

$$C = \sqrt{\frac{(1200 - 800)\ \text{kPa}}{(1/0.2454 - 1/0.3359)\ \text{kg/m}^3}\left(\frac{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}}\right)} = 603.6\ \text{m/s}$$

(*b*) Mach sayısı 16-12 numaralı denklemden kolaylıkla bulunur:

$$M = \frac{V}{C} = \frac{300\ \text{m/s}}{603.6\ \text{m/s}} = 0.497$$

Borudaki akışın sesaltı olduğu görülmektedir.

Hesaplar su buharını mükemmel gaz kabul ederek yapılırsa, ses hızı 16-11 numaralı denklemden hesaplanabilir:

$$C = \sqrt{kRT} = \sqrt{(1.3)[0.4615\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}](623\ \text{K})\left(\frac{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$

$$= 611.4\ \text{m/s}$$

ve $$M = \frac{V}{C} = \frac{300\ \text{m/s}}{611.4\ \text{m/s}} = 0.491$$

Bu sonuçlardan, verilen halde su buharının mükemmel gaz kabul edilmesinin büyük bir hataya yol açmadığı görülmektedir.

16-3 ■ BİR BOYUTLU İZANTROPİK AKIŞ

Lüleler, yayıcılar ve türbin kanat araları gibi termodinamik sistemlerde gerçekleşen akış, oldukça gerçekçi bir biçimde, bir boyutlu izantropik akış kabul edilebilir. Bu nedenle, ayrı incelenmesi yerinde olacaktır. Fakat, bir boyutlu izantropik akışı ayrıntılı olarak çözümlemeden önce, bazı önemli özelliklerini bir örnekle açıklamaya çalışacağız.

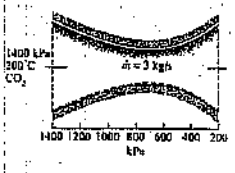
ÖRNEK 16-5

Karbon dioksit, Şekil 16-13'te gösterilen lüleye benzer, değişken kesitli kapalı bir kanalda 3 kg/s debiyle sürekli olarak akmaktadır. Karbon dioksit kanala 1400 kPa basınç ve 200 °C sıcaklıkta, düşük bir hızla girmekte ve lülede 200 kPa basınca genişlemektedir. Kanalın tasarımı, içindeki akış yaklaşık izantropik olacak biçimde yapılmıştır. Lüle boyunca 200 kPa basınç aralıklarında, yoğunluğu, hızı, kesit alanını ve Mach sayısını hesaplayın.

Çözüm Karbon dioksit, sabit özgül ısılara sahip olan mükemmel bir gaz, akış ise bir boyutlu ve izantropik kabul edilecektir. Bu durumda, 16-3 numaralı denklemden, durma entalpisi h_0'ın ve buna bağlı olarak durma sıcaklığı T_0'ın kanal boyunca sabit kalacağı görülür. Giriş sıcaklığı, durma sıcaklığına eşittir, çünkü kanal girişinde karbon dioksit'in hızının düşük olduğu (≅ 0) belirtilmiştir. Akış izantropik olduğu için, durma basıncı kanal boyunca P_0 değerinde sabit kalacaktır. Başka bir anlatımla:

$$T_0 = T_g = 200\ ^\circ\text{C} = 473\ \text{K}$$

ve $$P_0 = P_g = 1400\ \text{kPa}$$



ŞEKİL 16-13
Örnek 16-5'in genel çizimi.

Çözümleme sırasında yapılan işlemleri açıklamak için, hesaplanmak istenen özelikler, 200 kPa basınç azalmasına karşı gelen ilk nokta olan 1200 kPa basınç için ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Kolaylık için tüm hesaplarda, karbon dioksitin C_p ve k'sı oda sıcaklığındaki değerleri olan C_p = 0.846 kJ/(kg · K) ve k = 1.289 alınmıştır.

16-5 numaralı denklemden,

$$T = T_0\left(\frac{P}{P_0}\right)^{(k-1)/k} = (473\ \text{K})\left(\frac{1200\ \text{kPa}}{1400\ \text{kPa}}\right)^{(1.289-1)/1.289} = 457\ \text{K}$$

elde edilir. 16-4 numaralı denklemden,

$$V = \sqrt{2C_p(T_0 - T)} = \sqrt{2[0.846\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}](473\ \text{K} - 457\ \text{K})\left(\frac{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$

$$= 164.5\ \text{m/s}$$

bulunur. Mükemmel gaz hal denkleminden,

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{1200\ \text{kPa}}{[0.1889\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](457\ \text{K})} = 13.9\ \text{kg/m}^3$$

olarak hesaplanır. Kütle debisi denkleminden,

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho V} = \frac{3\ \text{kg/s}}{(13.9\ \text{kg/m}^3)(164.5\ \text{m/s})} = 13.1\times10^{-4}\ \text{m}^2 = 13.1\ \text{cm}^2$$

elde edilir. 16-11 numaralı denklemden,

$$C = \sqrt{kRT} = \sqrt{(1.289)[0.1889\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}](457\ \text{K})\left(\frac{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$

$$= 333.6\ \text{m/s}$$

ve son olarak 16-12 numaralı denklemden,

$$M = \frac{V}{C} = \frac{164.5\ \text{m/s}}{333.6\ \text{m/s}} = 0.493$$

hesaplanır. Diğer basınç değerlerinde elde edilen sonuçlar Çizelge 16-1'de özetlenmiştir.

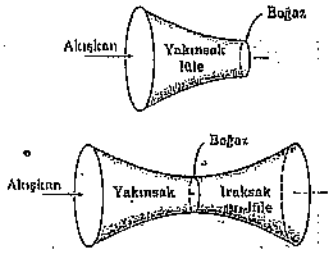
ÇİZELGE 16-1

Örnek 16-5'te akışkan özeliklerinin kanal boyunca akış yönünde değişimi. Kütle debisi 3 kg/s olarak sabit kalmaktadır.

P kPa	*T* K	*V* m/s	ρ kg/m³	*C* m/s	*A* cm²	*M*
1400	473	0	15.7	339.4	∞	0
1200	457	164.5	13.9	333.6	13.1	0.493
1000	439	240.7	12.1	326.9	10.3	0.736
800	417	306.6	10.1	318.8	9.64	0.962
767*	414	317.2	9.82	317.2	9.63	1.000
600	391	371.4	8.12	308.7	10.0	1.203
400	357	441.9	5.93	295.0	11.5	1.498
200	306	530.9	3.46	272.9	16.3	1.946

*767 kPa, yerel Mach sayısının 1 olduğu kritik basınç değeridir.

Yukarıda verilen örnekte, akış yönünde basınç azalırken sıcaklığın ve ses hızının da azaldığı, buna karşılık akış hızının ve Mach sayısının arttığı görülmektedir. Akış hızı artarken, yoğunluk başlangıçta yavaş daha sonra hızlı bir biçimde azalmaktadır. Akış kesit alanı, azalan basınçla birlikte, Mach sayısının bir olduğu kritik basınç değerine kadar daralmakta ve basınç daha fazla düşürüldüğünde, genişlemeye başlamaktadır. Boğaz adı verilen, kesit alanının en küçük olduğu yerde (Şekil 16-14), Mach sayısı bir olmaktadır. Dikkat edilirse, kesit alanının hızla genişlemesine rağmen, akışkanın hızı boğazı geçtikten sonra artmayı sürdürmektedir. Boğazı geçtikten sonra hızın artması akışkan yoğunluğunun hızla azalmasına bağlıdır. Yukarıdaki örnekte incelenen kanalın akış kesit alanı önce daralmakta, sonra genişlemektedir. Bu tür kanallara **yakınsak ıraksak lüle** adı verilir.



ŞEKİL 16-14
Lülenin en küçük kesit alanına *boğaz* denir.

Akışkan Hızının Akış Kesit Alanıyla Değişimi

Yukarıda verilen örnekten açıkça görüldüğü gibi, izantropik lüle akışı sırasında hız, yoğunluk ve akış kesit alanı arasındaki ilişki oldukça karmaşıktır. Aşağıdaki paragraflarda bu ilişki daha ayrıntılı bir biçimde incelenecektir. Bu kapsamda, basınç, sıcaklık ve yoğunluğun statik ve durma değerlerinin oranlarının Mach sayısına göre değişimini veren bağıntılar geliştirilecektir.

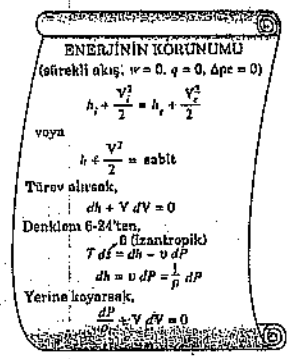
İncelemeye bir boyutlu izantropik akış için basınç, sıcaklık, yoğunluk, hız, akış kesit alanı ve Mach sayısı arasında bağıntılar araştırılarak başlanacaktır. Sürekli akışlı açık sistem için kütlenin korunumu denklemi ele alınsın:

$$\dot{m} = \rho A V = \text{sabit}$$

Bu denklemin türevi alınır ve bulunan denklem kütle debisine bölünürse,

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} = 0 \qquad (16\text{-}13)$$

elde edilir. Potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse, iş etkileşimlerinin olmadığı izantropik akış için enerjinin korunumu denklemi, diferansiyel olarak (Şekil 16-15),



ŞEKİL 16-15
Sürekli izantropik akış için enerji denkleminin diferansiyel biçiminin çıkarılması.

$$\frac{dP}{\rho} + V\,dV = 0 \qquad (16\text{-}14)$$

biçiminde yazılabilir. Bu bağıntı aynı zamanda sürekli akışlı açık sistemlerde, momentumun korunumunu ifade eden Bernoulli denkleminin (6-54 numaralı denklem) diferansiyel biçimidir. Son iki bağıntı birleştirilirse,

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho}\left(\frac{1}{V^2} - \frac{d\rho}{dP}\right) \qquad (16\text{-}15)$$

elde edilir. 16-9 numaralı denklem $(\partial\rho/\partial P)_s = 1/C^2$ biçiminde yeniden düzenlenir ve 16-15 numaralı denklemde yerine konursa,

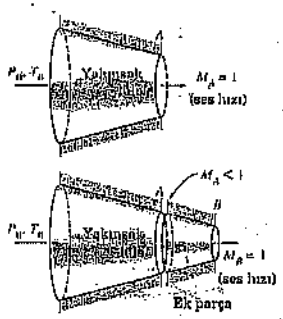
$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho V^2}(1 - M^2) \qquad (16\text{-}16)$$

bulunur. Bu bağıntı lülelerde izantropik akış için önemli bir bağıntıdır, çünkü basıncın kesit alanıyla nasıl değiştiğini gösterir. A, ρ ve V'nin artı değere sahip oldukları not edilmelidir. *Sesaltı* akışta ($M < 1$), $1 - M^2$ terimi artı değere sahip olur, böylece dA ve dP aynı işarete sahip olmak zorundadır. Başka bir deyişle, kanal kesit alanı genişlerse akışkanın basıncı da artar, kanal kesit alanı daralırsa akışkanın basıncı da azalır. Böylece sesaltı hızlarda, yakınsak kanallarda (sesaltı lüleler) basınç azalır, ıraksak kanallarda (sesaltı yayıcılar) basınç artar.

Sesüstü akışta ($M > 1$), $1 - M^2$ terimi eksi değerdedir, böylece dA ve dP farklı işaretlerde olur. Başka bir deyişle, kanal kesit alanı genişlerse akışkanın basıncı azalır, kanal kesit alanı daralırsa akışkanın basıncı artar. Böylece sesüstü hızlarda, yakınsak kanallarda (sesüstü yayıcılar) basınç artar, ıraksak kanallarda (sesüstü lüleler) basınç azalır.

İzantropik akış için bir başka önemli bağıntı, 16-14 numaralı denklemle verilen $\rho V = -dP/dV$ bağıntısını 16-16 numaralı denklemde yerine koyarak elde edilir:

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V}(1 - M^2) \qquad (16\text{-}17)$$



ŞEKİL 16-16
Yakınsak lüleye ek bir yakınsak parça takarak sesüstü hızlara ulaşamayız. Bu işlem sadece ses hızına ulaşılan kesiti ötelemiş olur.

Bu denklem, bir lülenin veya yayıcının, sesaltı veya sesüstü akışta sahip olacağı biçimi belirler. A ve V'nin artı değere sahip oldukları not edilirse, aşağıdaki sonuçlar yazılabilir:

Sesaltı akış için ($M < 1$), $\dfrac{dA}{dV} < 0$

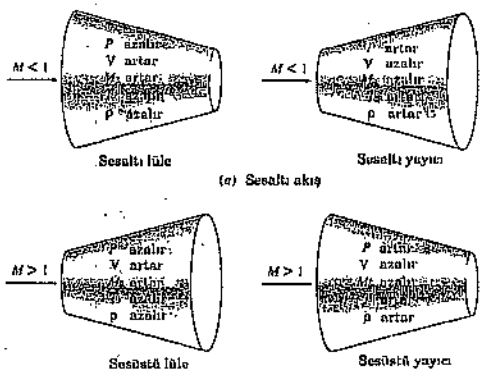
Sesüstü akış için ($M > 1$), $\dfrac{dA}{dV} > 0$

Ses hızında akış için ($M = 1$) $\dfrac{dA}{dV} = 0$

Görüldüğü gibi, lülenin biçimi istenen akış hızının ses hızına oranına bağlıdır. Bir akışkanı hızlandırmak için, sesaltı hızlarda yakınsak lüle, sesüstü hızlarda ise ıraksak lüle kullanılmalıdır. Daha sık karşılaştığımız uygulamalarda, hızlar ses hızının çok altındadır, bu bakımdan lüleyi yakınsak bir kanal olarak düşünmemiz doğaldır. Fakat yakınsak bir lüleyle elde edilebilecek en yüksek hız ses hızıdır ve bu hız lüle çıkışında elde edilir. Sesüstü bir hız sağlamak için yakınsak lüleyi uzatarak kesit alanını daha da küçültürsek, düşkırıklığıyla karşılaşırız (Şekil 16-16). Çünkü ses hızına bu kez lülenin eski çıkış noktasında değil, eklenen bölümünün çıkışında ulaşılır. Ayrıca lüleden geçen kütle debisi de daralan çıkış kesit alanı nedeniyle azalır.

Kütlenin ve enerjinin korunumu ilkelerinden yola çıkarak elde edilen 16-16 numaralı denkleme göre, bir akışkanı sesüstü hızlara ulaştırabilmek için yakınsak bir lüleye, genişleyen bir bölüm eklemek zorundadır. Böylece yakınsak ıraksak lüle elde edilir. Akışkan önce sesaltı akışın olduğu (yakınsak) bölümden geçer, burada kesit alanı daralırken Mach sayısı artar ve boğazda bir değerine ulaşır. Akışkan sesüstü (ıraksak) bölümden geçerken hızlanmayı sürdürür. Sürekli akışta, $\dot{m} = \rho AV$ olduğu gözönüne alınırsa, ıraksak bölümde hızlanmayı yoğunluktaki büyük azalmanın sağladığı sonucuna varılır. Bu tür bir akışa örnek olarak, sıcak yanma sonu gazlarının bir gaz türbini lülesindeki akışı gösterilebilir.

Bunun tersi bir durumla sesüstü hızlarda uçan bir uçağın motor girişinde karşılaşılır. Akışkan önce sesüstü bir yayıcıda yavaşlatılır ve hızı ses hızına düşürülür. Bu bölümde akış kesit alanı, akış yönünde



ŞEKİL 16-17
Sesaltı ve sesüstü lüle ve yayıcılarda akış özeliklerinin değişimi.

daralır. Boğaza ulaşıldığında Mach sayısı birdir. Akış daha sonra, Şekil 16-17'de gösterildiği gibi, kesit alanı akış yönünde genişleyen, sesaltı bir yayıcıda daha da yavaşlatılır.

Mükemmel Gazların İzantropik Akışı için Özelik Bağıntıları

Bu kısımda, mükemmel gazın statik özelikleriyle durma özelikleri arasında, özgül ısıların oranı k ve Mach sayısı M ile ifade edilen bağıntılar geliştirilecektir. Bu bağıntıları çıkarırken akışın izantropik ve gazın özgül ısılarının sabit olduğu kabul edilecektir.

Mükemmel gazın akışın herhangi bir noktasındaki sıcaklığı T ile durma sıcaklığı T_0 arasındaki ilişki 16-4 numaralı denklemle verilir:

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2C_p}$$

veya

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{V^2}{2C_pT}$$

$C_p = kR/(k-1)$, $C^2 = kRT$ ve $M = V/C$ olduğu not edilirse,

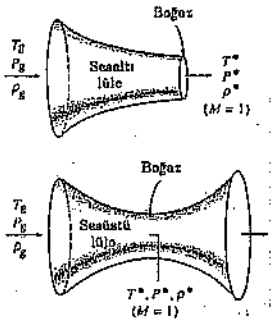
$$\frac{V^2}{2C_pT} = \frac{V^2}{2[kR/(k-1)]T} = \left(\frac{k-1}{2}\right)\frac{V^2}{C^2} = \left(\frac{k-1}{2}\right)M^2$$

bulunur. Bu sonuç yukarıdaki denklemde yerine konursa, T_0 ile T arasında istenen bağıntı elde edilir:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)M^2 \qquad (16\text{-}18)$$

Durma basıncının statik basınca oranı, yukarıda verilen 16-18 numaralı denklemi 16-5 numaralı denklemde yerine koyarak bulunur:

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)M^2\right]^{k/(k-1)} \qquad (16\text{-}19)$$



ŞEKİL 16-18
$M = 1$ olduğu zaman lüle boğazındaki özeliklere kritik özelik denir.

Durma yoğunluğunun statik yoğunluğa oranı ise 16-18 numaralı denklemi 16-6 numaralı denklemde yerine koyarak elde edilir:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)M^2\right]^{1/(k-1)} \tag{16-20}$$

T/T_0, P/P_0 ve ρ/ρ_0'ın değişik Mach sayılarındaki sayısal değerleri, $k = 1.4$ için Tablo A-34'te verilmiştir.

Akışkanın Mach sayısının bir olduğu noktadaki (boğazdaki) özelikleri **kritik özelikler**, yukarıda tanımlanan oranları ise **kritik oranlar** diye bilinir (Şekil 16-18). Kritik değerler (*) üssüyle belirtilsin. 16-18 ila 16-20 numaralı denklemlerde, M, 1'e eşitlenirse, 16-18 ila 16-20 numaralı denklemler aşağıdaki biçimi alır:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \tag{16-21}$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} \tag{16-22}$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)} \tag{16-23}$$

Bu oranlar değişik k değerleri için hesaplanmış ve 16-2 numaralı çizelgede verilmiştir.

ÇİZELGE 16-2

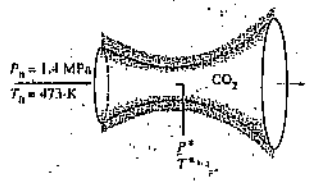
Bazı mükemmel gazların izantropik akışı için, kritik basınç, kritik sıcaklık ve kritik yoğunluk oranları

	Kızgın su buharı, $k = 1.3$	Sıcak yanma sonu gazları, $k = 1.33$	Hava, $k = 1.4$	Tek atomlu gazlar, $k = 1.667$
$\frac{P^*}{P_0}$	0.5457	0.5404	0.5283	0.4871
$\frac{T^*}{T_0}$	0.8696	0.8584	0.8333	0.7499
$\frac{\rho^*}{\rho_0}$	0.6276	0.6295	0.6340	0.6495

ŞEKİL 16-19
Örnek 16-6'nın genel çizimi.

ÖRNEK 16-6

16-15 numaralı örnekte verilen akış koşulları için karbon dioksitin kritik basıncını ve sıcaklığını hesaplayın. Şekil 16-19'a bakın.



Çözüm Karbon dioksitin oda sıcaklığındaki özgül ısılarının oranı $k = 1.289$ değerini kullanarak, kritik sıcaklık ve basıncın sırasıyla durma sıcaklığı ve basıncına oranını, 16-21 ve 16-22 numaralı denklemlerden hesaplayabiliriz:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} = \frac{2}{1.289+1} = 0.874$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} = \left(\frac{2}{1.289+1}\right)^{1.289/(1.289-1)} = 0.548$$

Durma sıcaklığı ve basıncı, 16-5 numaralı örnekte, $T_0 = 473$ K ve $P_0 = 1400$ kPa olarak bulunmuştu. Bu değerleri kullanarak,

$$T^* = 0.874T_0 = (0.874)(473\text{ K}) = 413.4\text{ K}$$

$$P^* = 0.548P_0 = (0.548)(1400\text{ kPa}) = 767.2\text{ kPa}$$

elde edilir.

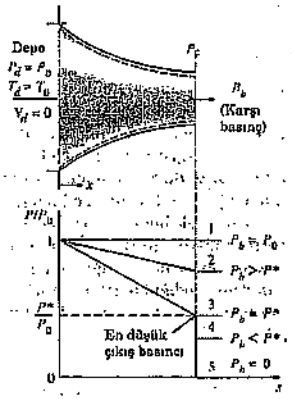
16-4 ■ LÜLELERDE İZANTROPİK AKIŞ

Yakınsak veya yakınsak ıraksak lüleler, buhar ve gaz türbinleri, tepki sistemleri, hatta bahçe fıskiyesi de aralarında olmak üzere birçok mühendislik uygulamasında kullanılır. Bu kısımda, karşı basınç'ın, başka bir deyişle lüle çıkışında uygulanan basıncın, lüleden çıkış hızı, kütle debisi ve lüle boyunca basınç dağılımı üzerindeki etkileri incelenecektir.

Yakınsak Lüleler

Şekil 16-20'de gösterildiği gibi, yakınsak lülede sesaltı bir akışı inceleyelim. Lülenin girişi, akışkanın P_d basıncında ve T_d sıcaklığında bulunduğu bir depoya bağlıdır. Depo yeterince büyük kabul edildiği için akışkanın lüleye giriş hızı sıfır alınabilir. Akışkanın lüleye girişteki hızı sıfır ve lüle içindeki akışı izantropik olduğu için, akışkanın herhangi bir kesitteki durma basıncı ve durma sıcaklığı, sırasıyla depo içindeki basınca ve sıcaklığa eşit olur.

Karşı basınç Şekil 16-20'de gösterildiği gibi aşamalı olarak düşürülsün ve karşı basıncın azalmasının lüle boyunca basınç dağılımına etkisi



ŞEKİL 16-20
Karşı basıncın yakınsak bir lüledeki basınç dağılımına etkisi.

incelensin. Karşı basınç P_0, P_1'e ($P_1 = P_d$) eşit olduğu zaman, akış olmaz ve basınç lüle boyunca sabit kalır. Karşı basınç P_2'ye düşürüldüğü zaman, çıkış kesitindeki basınç P_t'de P_2'ye düşer. Bunun sonucu olarak da basınç lüle boyunca akış yönünde azalır.

Karşı basınç kritik basınca eşit olan P_3 değerine düşürüldüğü zaman, kütle debisi en yüksek değerine ulaşır ve akış boğulur. Bilindiği gibi kritik basınç P^*, çıkış kesitinde veya boğazda, akışkanı ses hızına ulaştırmak için gerekli basınçtır. Karşı basıncın kritik basıncın altına düşürülmesi, lüle boyunca akışkanın basınç dağılımında bir değişikliğe neden olmaz.

Sürekli akış koşullarında, lüledeki kütle debisi sabittir ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{m} = \rho A V = \left(\frac{P}{RT}\right) A (M\sqrt{kRT}) = PAM\sqrt{\frac{k}{RT}}$$

16-18 numaralı denklemden elde edilen T değeri ve 16-19 numaralı denklemden elde edilen P değeri bu denklemde yerine konursa,

$$\dot{m} = \frac{AMP_0\sqrt{k/(RT_0)}}{[1 + (k-1)M^2/2]^{[k+1]/[2(k-1)]}} \qquad (16\text{-}24)$$

bulunur. Görüldüğü gibi, belirli bir akışkanın lüledeki kütle debisi, akışkanın durma özeliklerinin, akış kesit alanının ve Mach sayısının fonksiyonu olmaktadır. Yukarıdaki bağıntı tüm kesitlerde geçerlidir, bu nedenle $\dot{m}$, lülenin istenen yerinde hesaplanabilir.

Verilen bir akış kesit alanı A ve durma özelikleri P_0, T_0 için lüledeki maksimum kütle debisi, 16-24 numaralı denklemin M'ye göre türevini alıp sıfıra eşitleyerek hesaplanabilir. Bu işlem, $M = 1$ sonucunu verir. Lülede Mach sayısı sadece en küçük akış kesit alanında, başka bir deyişle boğazda 1 olabilir. Bu nedenle, maksimum kütle debisi, boğazda $M = 1$ olduğu zaman gerçekleşir. Boğaz kesit alanı A^* ile gösterilirse, maksimum kütle debisi 16-24 numaralı denklemde M'yi 1'e eşitleyerek bulunabilir:

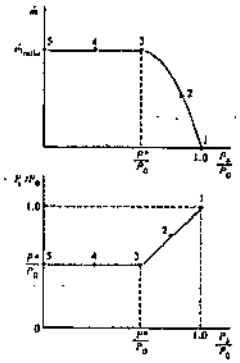
$$\dot{m}_{maks} = A^* P_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{[k+1]/[2(k-1)]} \qquad (16\text{-}25)$$

Böylece, verilen bir mükemmel gaz için, belirli bir boğaz kesit alanına sahip lüledeki maksimum kütle debisi, lüleye giren akışın durma basıncına ve durma sıcaklığına bağlıdır. Kütle debisi, durma sıcaklığını veya basıncını değiştirerek kontrol edilebilir, böylece yakınsak bir lüle debi ölçer olarak da kullanılabilir. Doğal olarak kütle debisi, boğaz kesit alanını değiştirerek kontrol edilebilir.

Yakınsak bir lüle için, $\dot{m}$'nın P_b/P_0'a göre değişimi Şekil 16-21'de gösterilmiştir. Kütle debisinin azalan P_b/P_0'la arttığı, $P_b = P^*$'da en yüksek değerine eriştiği ve kritik orandan daha küçük P_b/P_0 değerleri için değişmediği bu şekilden açıkça görülmektedir. Şekilde ayrıca, karşı basıncın lüle çıkış basıncı P_e üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Görüldüğü gibi,

$$P_e = \begin{cases} P_b & P_b \geq P^* \text{ için} \\ P^* & P_b \leq P^* \text{ için} \end{cases}$$

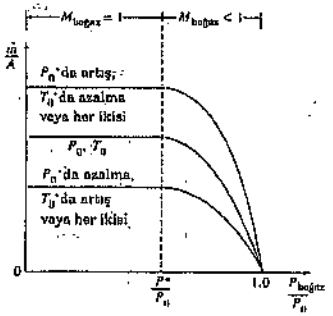
olmaktadır.



ŞEKİL 16-21
Yakınsak bir lülede karşı basıncın kütle debisi $\dot{m}$ ve çıkış basıncı P_e üzerindeki etkisi.

Özetle, kritik basınç P^*'dan daha düşük olan tüm karşı basınçlarda, yakınsak bir lülenin çıkış kesitindeki basınç P_e, P^*'a eşit olur, çıkış kesitindeki Mach sayısı 1'dir ve kütle debisi maksimum veya boğulma değerindeki kütle debisidir. Maksimum kütle debisi gerçekleştiğinde, akışın boğazdaki hızı ses hızına eşit olduğu için, kritik basınçtan daha düşük bir karşı basınç lüledeki akış tarafından algılanamaz ve kütle debisini etkilemez.

Durma sıcaklığı T_0 ve durma basıncı P_0'ın yakınsak bir lülenin kütle debisi üzerindeki etkileri Şekil 16-22'de gösterilmiştir. Şekilde, kütle akısının, başka bir deyişle birim alan için kütle debisinin değişimi, boğazdaki statik basıncın durma basıncına oranına ($P_{boğaz}/P_0$) göre çizilmiştir. P_0'daki bir artış (veya T_0'daki bir düşüş) yakınsak lüledeki kütle debisini artırmaktadır. Benzer olarak P_0'daki bir düşüş (veya T_0'daki bir artış) kütle debisini azaltır. Bu sonuca 16-24 ve 16-25 numaralı denklemleri dikkatle inceleyerek de varılabilir.



ŞEKİL 16-22
Lüleden geçen kütle debisinin giriştaki durma özeliklerine göre değişimi.

Lüle boyunca akış kesit alanı A'nın boğaz alanı A^*'a göre değişimini veren bir bağıntı, verilen bir akışkan kütle debisi ve durma özelikleri için, 16-24 ve 16-25 numaralı denklemleri birleştirerek elde edilebilir. Bu işlem yapılırsa,

$$\frac{A}{A^*}=\frac{1}{M}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1+\frac{k-1}{2}M^2\right)\right]^{(k+1)/[2(k-1)]} \tag{16-26}$$

bulunur. A/A^* değerleri, Tablo A-34'te $k = 1.4$ için Mach sayısının fonksiyonu olarak verilmiştir. Her Mach sayısı için sadece bir A/A^* değeri vardır, fakat her A/A^* değeri için biri sesaltı biri de sesüstü olmak üzere iki Mach sayısı olabilmektedir.

Mükemmel gazların bir boyutlu izantropik akışının çözümlemesinde kullanılan bir başka parametre de, yerel hızın boğazdaki ses hızına oranını ifade eden M^*'dır:

$$M^*=\frac{V}{C^*} \tag{16-27}$$

M^* aşağıda gösterildiği gibi de yazılabilir:

$$M^*=\frac{MC}{C^*}=\frac{M\sqrt{kRT}}{\sqrt{kRT^*}}=M\sqrt{\frac{T}{T^*}}$$

Burada M, yerel Mach sayısı, T yerel sıcaklık ve T^* kritik sıcaklıktır. T, 16-18 numaralı denklemden, T^* da 16-21 numaralı denklemden çözülür ve yukarıdaki denklemde yerlerine konursa,

$$M^*=M\sqrt{\frac{k+1}{2+(k-1)M^2}} \tag{16-28}$$

bulunur. M^* değerleri de Tablo A-34'te $k = 1.4$ için, Mach sayısının fonksiyonu olarak verilmiştir (Şekil 16-23). M^* parametresinin Mach sayısı M'den farklı olduğu vurgulanmalıdır. M^* değeri, *boğazdaki* ses hızına göre boyutsuzlaştırılmış yerel hızdır; oysa M, *yerel* ses hızına göre boyutsuzlaştırılmış yerel hızdır. Hatırlanacağı gibi, lüledeki Mach sayısı sıcaklıkla ve buna bağlı olarak lüle boyunca değişir.

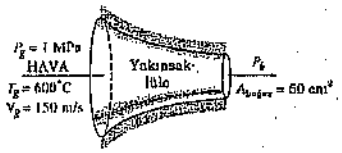
M	M^*	$\frac{A}{A^*}$	$\frac{P}{P_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{T}{T_0}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
0.90	0.9146	1.0087	0.5913		
1.00	1.0000	1.0000	0.5283		
1.10	1.0812	1.0079	0.4684		
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

ŞEKİL 16-23
Lüle ve yayıcılarda izantropik akış için değişik özeliklerin oranları Tablo A-34'te $k = 1.4$ için verilmiştir.

ÖRNEK 16-7

1 Mpa basınç ve 600 °C sıcaklıktaki hava, Şekil 16-24'te gösterildiği gibi yakınsak bir lüleye 150 m/s hızla girmektedir. Lülenin boğaz kesit alanı 50 cm^2 olduğuna göre, lüledeki kütle debisini, karşı basıncın (a) 0.7 MPa, (b) 0.4 MPa olması durumunda hesaplayın.

Çözüm Havanın Tablo A-2*a*'da verilen özeliklere sahip mükemmel bir gaz olduğu ve izantropik bir hal değişiminden geçtiği kabul edilsin. g ve *boğaz* indisleri, sırasıyla lüle girişindeki ve boğazdaki özelikleri göstersin.



ŞEKİL 16-24
Örnek 16-7'nin genel çizimi.

Lüle girişindeki durma sıcaklığı ve basıncı 16-4 ve 16-5 numaralı denklemlerden hesaplanır:

$$T_{0g}=T_g+\frac{V_g^2}{2C_p}=873\text{ K}+\frac{(150\text{ m/s})^2}{2[1.005\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}]}\left(\frac{1\text{ kJ/kg}}{1000\text{ m}^2/\text{s}^2}\right)=884\text{ K}$$

$$P_{0g}=P_g\left(\frac{T_{0g}}{T_g}\right)^{k/(k-1)}=(1\text{ MPa})\left(\frac{884\text{ K}}{873\text{K}}\right)^{1.4/(1.4-1)}=1.045\text{ MPa}$$

Akış izantropik olduğu için, durma sıcaklığı ve durma basıncı lüle boyunca sabit kalır. Başka bir anlatımla,

$$T_0=T_{0g}=884\text{ K}\quad\text{ve}\quad P_0=P_{0g}=1.045\text{ mPa}$$

olur. Kritik basınç oranı Tablo 16-2'den (veya 16-22 numaralı denklemden) $P^*/P_0 = 0.5283$ olarak bulunur.

(*a*) Bu şıkta karşı basınç oranı,

$$\frac{P_b}{P_0}=\frac{0.7\text{ MPa}}{1.045\text{ MPa}}=0.670$$

olmaktadır. Bu değer kritik basınç oranı 0.5283'ten büyüktür. Böylece çıkış kesitindeki basınç (veya boğaz basıncı $P_{boğaz}$) bu durumda karşı basınca eşit olacaktır. Başka bir anlatımla, $P_{boğaz} = P_b = 0.7$ MPa ve $P_{boğaz}/P_0 = 0.670$ olur. Bu nedenle akışta boğulma sözkonusu değildir. Tablo A-34'ten, $P_{boğaz}/P_0 = 0.670$ için, $M_{boğaz}/P_0 = 0.778$ ve $T_{boğaz}/T_0 = 0.892$ bulunur.

Lüledeki kütle debisi 16-24 numaralı denklemden hesaplanabilir, fakat bu hesap aşağıda gösterildiği gibi debinin tanımını kullanarak da yapılabilir:

$$T_{boğaz}=0.892T_0=0.892(884\text{ K})=788.5\text{ K}$$

$$\rho_{boğaz}=\frac{P_{boğaz}}{RT_{boğaz}}=\frac{700\text{ kPa}}{[0.287\text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K})](788.5\text{ K})}=3.093\text{ kg/m}^3$$

$$V=M_{boğaz}C_{boğaz}=M_{boğaz}\sqrt{kRT_{boğaz}}$$

$$=(0.778)\sqrt{(1.4)(0.287\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)})(788.5\text{ K})\left(\frac{1000\text{ m}^2/\text{s}^2}{1\text{ kJ/kg}}\right)}$$

$$=437.9\text{ m/s}$$

Böylece,

$$\dot{m}=\rho AV=(3.093\text{ kg/m}^3)(50\times10^{-4}\text{ m}^2)(437.9\text{ m/s})=6.766\text{ kg/s}$$

olarak hesaplanır.

(*b*) Bu şıkta karşı basınç oranı,

$$\frac{P_b}{P_0}=\frac{0.4\text{ MPa}}{1.045\text{ MPa}}=0.383$$

olmaktadır. Bu değer, kritik basınç oranı olan 0.5283'ten küçüktür. Bu nedenle lülenin çıkış kesitinde (boğazda) ses hızında akış vardır, başka bir deyişle $M = 1$'dir. Bu durumda akışta boğulma olduğundan, lüledeki kütle debisi 16-25 numaralı denklemden hesaplanır:

$$\dot{m} = A^* P_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/[2(k-1)]}$$

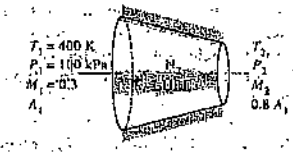
$$= (50\times10^{-4}\ \text{m}^2)(1045\ \text{kPa}) \times \sqrt{\frac{1.4}{(0.287\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)})(884\ \text{K})}} \left(\frac{2}{1.4+1}\right)^{2.4/0.8}$$

$$= 7.103\ \text{kg/s}$$

Bu debi, verilen giriş koşulları ve lüle boğaz kesit alanı için lüleden geçebilecek en büyük debidir. *Not:* Yukarıdaki işlemde, $\text{kPa}\cdot\text{m}^2/\sqrt{\text{kJ/kg}} = \sqrt{1000}\ \text{kg/s}$ olduğunu not edin.

ÖRNEK 16-8

Azot, değişken kesitli bir kanala, $T_1 = 400$ K sıcaklık ve $P_1 = 100$ kPa basınçta, $M_1 = 0.3$ hızıyla girmektedir. Akışın sürekli ve izantropik olduğunu kabul ederek, akış alanının yüzde 20 küçüldüğü kesitte, T_2, P_2 ve M_2 değerlerini hesaplayın.



ŞEKİL 16-25
Örnek 16-8'in genel çizimi.

Çözüm Kanalın çizimi Şekil 16-25'te gösterilmiştir. Azotun mükemmel bir gaz olduğu kabul edilsin ve ve $k = 1.4$ alınsın. Bir kanalda gerçekleşen izantropik akışta, A/A^* oranı (akış kesit alanının M'nin 1 olduğu boğaz kesit alanına oranı), Tablo A-34'te verilmiştir. Girişteki Mach sayısı $M = 0.3$ için,

$$\frac{A_1}{A^*} = 2.0351 \qquad \frac{T_1}{T_0} = 0.98232 \qquad \frac{P_1}{P_0} = 0.93947$$

değerleri okunur. Akış kesit alanında yüzde 20 küçülme sonunda, $A_2 = 0.8A_1$ olur. Böylece,

$$\frac{A_2}{A^*} = \frac{A_2}{A_1}\frac{A_1}{A^*} = (0.8)(2.0351) = 1.6281$$

Bu A_2/A^* değeri için, Tablo A-34'ten aşağıdaki değerler okunur:

$$\frac{T_2}{T_0} = 0.97033$$

$$\frac{P_2}{P_0} = 0.89995$$

$$M = 0.391$$

Yukarıda hesaplanan A_2/A^* değeri için tablodan sesüstü değil sesaltı Mach sayısı seçilmiştir. Bunun nedenleri, kanalın akış yönünde yakınsak olması ve kanal girişinde sesaltı koşulların varlığıdır. İzantropik akış sırasında durma özelikleri sabit kaldığı için, istenen kesitteki sıcaklık ve basınç aşağıdaki bağıntılarla hesaplanır:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_2/T_0}{T_1/T_0} \longrightarrow T_2 = T_1\left(\frac{T_2/T_0}{T_1/T_0}\right) = (400\ \text{K})\left(\frac{0.97033}{0.98232}\right) = 395.1\ \text{K}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2/P_0}{P_1/P_0} \longrightarrow P_2 = P_1\left(\frac{P_2/P_0}{P_1/P_0}\right) = (100\ \text{kPa})\left(\frac{0.89995}{0.93947}\right) = 95.8\ \text{kPa}$$

Yakınsak Iraksak Lüleler

Lüle deyince aklımıza genellikle, kesit alanı akış yönünde küçülen kapalı kanallar gelir. Fakat yakınsak bir lülede akışkanın ivmelendirilebileceği en yüksek hız ses hızıyla sınırlıdır ($M = 1$). Bu hız lülenin çıkış kesitinde veya boğazında gerçekleşir. Akışkanı sesüstü bir hıza ($M > 1$) ivmelendirebilmek için yakınsak lüleye boğazdan sonra, akış kesit alanı büyüyen bir bölüm eklenmesi gerekir. Bu birleşik akış kanalı, yakınsak iraksak lüle diye adlandırılır ve sesüstü uçaklarda yaygın olarak kullanılır.

Bir akışkanı yakınsak iraksak lüleden geçirmek, akışın mutlaka sesüstü hıza ulaşacağı anlamına gelmez. Hatta, karşı basıncın uygun değerlerde olmaması durumunda, akış iraksak bölümde hızlanmak yerine yavaşlayabilir. Verilen giriş koşulları için yakınsak iraksak lülede akışın niteliği, aşağıda açıklandığı gibi karşı basınç P_b tarafından belirlenir.

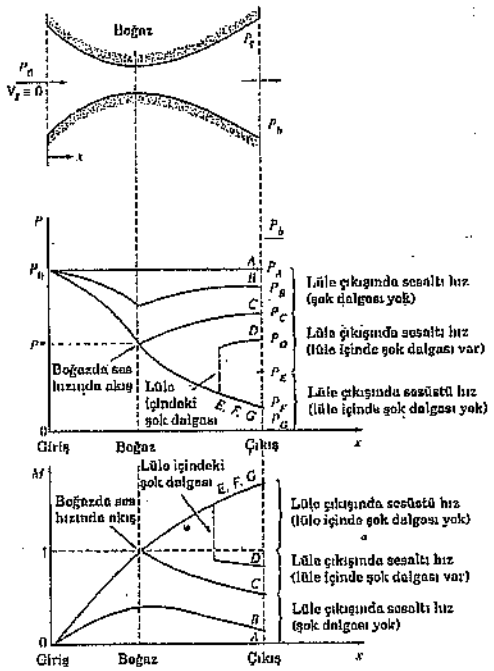
Şekil 16-26'da gösterilen yakınsak iraksak lüle ele alınsın. Akışkan, lüleye düşük bir hızda ve P_0 durma basıncında girmektedir. $P_b = P_0$ olduğu zaman (A şıkkı), lülede akış olmaz. Bu, beklenen bir sonuçtur, çünkü lülede akış, lülenin girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkı nedeniyle gerçekleşmektedir. Karşı basıncın düşürülmesi durumunda ne olacağı aşağıda incelenmiştir:

1 $P_0 > P_b > P_C$ olduğu zaman, akış lüle boyunca sesaltı bir hızda olur ve kütle debisi, akışın boğulma durumundakinden daha azdır. Akışkanın hızı birinci (yakınsak) bölümde artar, boğazda $M < 1$ olmak üzere en yüksek değerine ulaşır. Fakat elde edilen hız kazancının çoğu, bir yayıcı gibi çalışan ikinci (iraksak) bölümde yitirilir. Basınç yakınsak bölümde azalır, boğazda minimum bir değere ulaşır, daha sonra iraksak bölümde azalan hız karşılığında artar.

2 $P_b = P_C$ olduğu zaman, boğaz basıncı kritik basınca, P^*'a eşit olur ve akışkan boğazda ses hızına ulaşır. Fakat lülenin iraksak bölümü gene bir yayıcı görevini üstlenir ve akışkan sesaltı hızlara yavaşlar. Azalan karşı basınç P_b ile artan kütle debisi en yüksek değerine ulaşır.

Hatırlanacağı gibi, boğazda gerçekleşebilecek en düşük basınç P^*, en yüksek hız ise yakınsak bir lülede elde edilebilecek en yüksek hız olan ses hızıdır. Böylece, karşı basınç P_b'yi daha fazla düşürmenin lülenin yakınsak bölümündeki akış üzerinde veya lüleden geçen kütle debisi üzerinde bir etkisi olamaz, fakat lülenin iraksak bölümündeki akışın karakterini etkiler.

3 $P_C > P_b > P_E$ olduğu zaman, boğazda ses hızına ulaşan akış, iraksak bölümde basınç azalırken hızlanmayı sürdürür ve sesüstü hızlara ula-



ŞEKİL 16-26
Karşı basıncın yakınsak ıraksak bir lüle üzerindeki etkisi.

şır. Bu ivmelenme, boğazla çıkış kesiti arasında oluşan bir normal şok dalgası ile birdenbire son bulur. Normal şok dalgasının ardında, hız sesaltı düzeyine inerken basınç birdenbire yükselir. Akışkan, yakınsak ıraksak lülenin geri kalan bölümünde yavaşlamayı sürdürür. Akışın şoktan geçişi, tersinmez bir olgudur ve izantropik kabul edilmesi olanaksızdır. Karşı basınç P_b düşürüldükçe normal şokun oluştuğu kesit boğazdan akış yönünde ileri doğru kayar ve P_b, P_E'ye yaklaştıkça, çıkış kesitine yaklaşır.

$P_b = P_E$ olduğu zaman, normal şok lülenin çıkış kesitinde oluşur. Bu durumda, akış lülenin ıraksak bölümünün tümünde sesüstü hızdadır ve izantropik kabul edilebilir. Fakat akış hızı, normal şoku geçerken, çıkış kesitinden hemen önce sesaltı olur. Normal şok dalgaları aşağıdaki paragraflarda incelenecektir.

4 $P_E > P_b > 0$ olduğu zaman, lülenin ıraksak bölümündeki akış sesüstüdür. Akış, lüle çıkışında P_F basıncına genişler ve lüle içinde normal şok oluşmaz. Bu nedenle lüledeki akış izantropik kabul edilebilir. $P_b = P_F$ olduğu zaman, lülenin içinde veya dışında şok oluşmaz. $P_b < P_F$ olduğu zaman, çıkış kesitinin ötesinde genişleme dalgaları ve tersinmez karışma olur. Fakat $P_b > P_F$ olduğu zaman, akışkanın basıncı, lüle ardındaki akışta P_F'den P_b'ye tersinmez olarak yükselir ve *eğik şok dalgaları* oluşur.

ÖRNEK 16-9

Hava, Şekil 16-27'de gösterilen yakınsak ıraksak bir lüleye, 1.0 MPa basınç ve 800 K sıcaklıkta, ihmal edilebilir bir hızla girmektedir. Lüledeki akış sürekli ve izantropik olup $k = 1.4$'tür. Çıkış Mach sayısı $M = 2$ ve boğaz kesit alanı 20 cm^2 olduğuna göre, akışın, (a) boğazdaki özeliklerini, (b) çıkış kesitindeki özeliklerini, (c) lüledeki kütle debisini hesaplayın.

Çözüm Çıkış Mach sayısı 2 olduğuna göre, akışın boğazda ses hızında ve lülenin ıraksak bölümünde sesüstü hızda olması gerekir. Girişteki hız ihmal edilebildiğine göre, durma basıncı ve durma sıcaklığı, girişteki sıcaklık ve basınca eşittir. Başka bir deyişle, $P_0 = 1.0$ Mpa ve $T_0 = 800$ K olur. Akışkan mükemmel gaz kabul edilirse, durma yoğunluğu,

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} = \frac{1000 \text{ kPa}}{(0.287 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3/(\text{kg}\cdot\text{K}))(800 \text{ K})} = 4.355 \text{ kg/m}^3$$

olarak hesaplanır.

(a) Lüle boğazında $M = 1$ olduğundan, Tablo A-34'ten aşağıdaki değerler okunur.

$$\frac{P^*}{P_0} = 0.5283 \qquad \frac{T^*}{T_0} = 0.8333 \qquad \frac{\rho^*}{\rho_0} = 0.6339$$

Böylece, $P^* = 0.5283P_0 = (0.5283)(1.0 \text{ MPa}) = 0.5283 \text{ MPa}$

$T^* = 0.8333T_0 = (0.8333)(800 \text{ K}) = 666.6 \text{ K}$

$\rho^* = 0.6339\rho_0 = (0.6339)(4.355 \text{ kg/m}^3) = 2.761 \text{ kg/m}^3$

$$V^* = C^* = \sqrt{kRT^*} = \sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)})(666.6 \text{ K})\left(\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)}$$

$$= 517.5 \text{ m/s}$$

değerleri hesaplanır.

(b) Akış izantropik olduğu için, çıkış kesitindeki özelikler de Tablo A-34'te yer alan değerlerden hesaplanabilir. $M = 2$ için,

$$\frac{P_ç}{P_0} = 0.1278, \quad \frac{T_ç}{T_0} = 0.5556, \quad \frac{\rho_ç}{\rho_0} = 0.2301, \quad M_ç^* = 1.6330, \quad \frac{A_ç}{A^*} = 1.6875$$

değerleri okunur. Böylece,

$P_ç = 0.1278P_0 = (0.1278)(1.0 \text{ MPa}) = 0.1278 \text{ MPa}$

$T_ç = 0.5556T_0 = (0.5556)(800 \text{ K}) = 444.5 \text{ K}$

$\rho_ç = 0.2301\rho_0 = (0.2301)(4.355 \text{ kg/m}^3) = 1.002 \text{ kg/m}^3$

$A_ç = 1.6875A^* = (1.6875)(20 \text{ cm}^2) = 33.75 \text{ cm}^2$

ve $V_ç = M^*C^* = (1.6330)(517.5 \text{ m/s}) = 845.1 \text{ m/s}.$

değerleri hesaplanır. Lüleden çıkış hızı; $V_ç = M_çC_ç$ bağıntısından da hesaplanabilir. Burada $C_ç$: çıkış koşullarında ses hızıdır.

ŞEKİL 16-27
Örnek 16-9'un genel çizimi.

$$V_c = M_c C_c = M_c\sqrt{kRT_c} = 2\sqrt{(1.4)[0.287\ \text{kJ/(kg·K)}](444.5\ \text{K})\left(\frac{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$

$$= 845.2\ \text{m/s}$$

(c) Akış sürekli olduğu için, kütle debisi lüle boyunca değişmez. Bu nedenle, lülenin herhangi bir kesitindeki özelikler kullanılarak hesaplanabilir. Boğazdaki özelikleri kullanarak, kütle debisi aşağıda gösterildiği gibi bulunur:

$$\dot{m} = \rho^* A^* V^* = (2.761\ \text{kg/m}^3)(20\times10^{-4}\ \text{m}^2)(517.5\ \text{m/s}) = 2.858\ \text{kg/s}$$

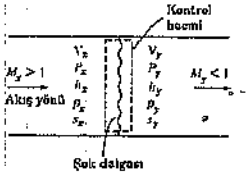
Verilen giriş koşulları için, bu debinin lüleden geçebilecek en büyük debi olduğu vurgulanmalıdır.

16-5 ■ LÜLE AKIŞINDA NORMAL ŞOK DALGALARI

Ses dalgalarının sonsuz küçüklükte basınç çalkantılarından kaynaklandığı ve bir ortamda ses hızında yayıldıkları daha önce belirtilmişti. Ayrıca, yakınsak ıraksak bir lülede sesüstü akış sırasında, bazı karşı basınç değerleri için, akış özeliklerinde çok ince bir kesitte keskin değişmeler olduğu ve şok dalgaları gerçekleştiği açıklanmıştı. Şok dalgalarının hangi koşullarda oluştuğu ve akışı nasıl etkilediği incelenmeye değer bir konudur. Bu konudaki incelememizi akış yönüne dik bir düzlemde oluşan şok dalgalarıyla sınırlı tutacağız. Bu dalgalara normal şok dalgaları adı verilir. Bir akışın şok dalgasından geçişi tersinmez bir olgudur ve entropinin sabit kaldığı (izantropik akış) kabulü yapılamaz.

Aşağıda, akışın şok dalgasından önceki ve sonraki özelikleri arasındaki ilişkileri veren bağıntılar geliştirilecektir. Bu bağıntılar, Şekil 16-28'de gösterildiği gibi, şok dalgasını içine alan hareketsiz bir kontrol hacmine kütle, momentum ve enerjinin korunum denklemleriyle birlikte bazı özelik bağıntılarını uygulayarak elde edilecektir. Normal şok dalgaları çok ince olduğu için, kontrol hacminin giriş ve çıkış kesit alanları eşit alınabilir.

Çözümlemede akışın sürekli olduğu, ısı ve iş etkileşimlerinin bulunmadığı ve potansiyel enerji değişiminin ihmal edilebileceği kabulleri yapılacaktır. Şok öncesi akışın özelikleri x indisiyle, şok sonrası akışın özelikleri y indisiyle gösterilirse, aşağıdaki bağıntılar yazılabilir:



ŞEKİL 16-28
Şok dalgasını içine alan kontrol hacmi.

Kütlenin korunumu:

$$\rho_x A V_x = \rho_y A V_y$$

veya

$$\rho_x V_x = \rho_y V_y \qquad (16\text{-}29)$$

Enerjinin korunumu:

$$h_x + \frac{V_x^2}{2} = h_y + \frac{V_y^2}{2} \qquad (16\text{-}30)$$

veya

$$h_{0x} = h_{0y} \qquad (16\text{-}31)$$

Momentumun korunumu: 16-14 numaralı denklem düzenlenir ve integre edilirse,

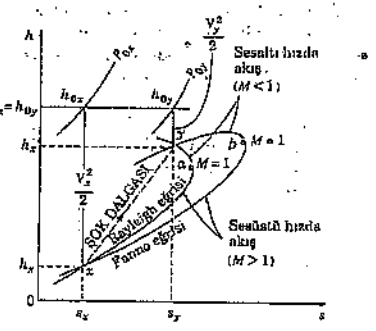
$$A(P_x - P_y) = \dot{m}(V_y - V_x) \qquad (16\text{-}32)$$

İkinci yasa:

$$s_y - s_x \geq 0 \qquad (16\text{-}33)$$

Kütlenin ve enerjinin korunumu bağıntılarını bir denklemde birleştirip sonucu özelik bağıntılarından da yararlanarak h-s diyagramında çizebiliriz. Elde edilen eğriye Fanno eğrisi adı verilir. Bu eğri h-s diyagramında aynı durma entalpisi ve kütle akısına (birim alandan olan kütle debisi) sahip hallerin oluşturduğu eğridir. Benzer bir biçimde, kütlenin ve momentumun korunumu bağıntıları bir denklemde birleştirilir ve sonuç h-s diyagramında çizilirse Rayleigh eğrisi elde edilir. Her iki eğri Şekil 16-29'da h-s diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Daha sonra 16-10 numaralı örnekte gösterileceği gibi, bu eğriler üzerinde entropinin maksimum olduğu haller (a ve b noktaları) Mach sayısı, M'nin 1 olduğu hallerdir. Eğrilerde, a ve b hallerinin üstünde bulunan haller sesaltı hızda, altında bulunan haller ise sesüstü hızda olmaktadır (Şekil 16-29).

Fanno ve Rayleigh eğrileri iki noktada (x ve y noktaları) kesişir. Bu noktalar, korunum denklemlerinin üçünün birden sağlandığı halleri temsil eder. Bu hallerden biri (x hali) şok dalgasından önceki hali, diğeri ise (y hali) şok dalgasından sonraki hali gösterir. Dikkat edilirse, akış şok dalgasından önce sesüstü hızda, şok dalgasından sonra ise sesaltı hızdadır. Bu nedenle, eğer bir şok dalgası oluşuyorsa, akış sesüstü hızdan sesaltı hıza geçmek zorundadır. Şoktan önceki Mach sayısı ne kadar büyükse, şok dalgası o kadar kuvvetli olur. Sınır durum olan $M = 1$'de şok dalgası, ses dalgasına dönüşür. Şekil 16-29 incelendiği za-



ŞEKİL 16-29
Normal şok dalgasından geçen akışın h-s diyagramı.

iken, $s_y > s_x$ olduğu görülür. Bu, beklenen bir sonuçtur, çünkü akışın şok dalgasından geçişi adyabatik ve tersinmezdir.

Enerjinin korunumu ilkesine göre (16-31 numaralı denklem), durma entalpisi şok dalgasının her iki tarafında eşit olmak zorundadır: $h_{0x} = h_{0y}$. Mükemmel gazlar için, $h = h(T)$ olduğundan,

$$T_{0x} = T_{0y} \tag{16-34}$$

yazılabilir. Başka bir deyişle, durma sıcaklığı da şok dalgasının her iki tarafında eşit olur. Fakat durma basıncı, akış şok dalgasından geçerken tersinmezlikler nedeniyle azalır.

Aşağıda, sabit özgül ısılara sahip mükemmel bir gaz için değişik özeliklerin şok öncesi ve sonrası aldıkları değerler arasında bağıntılar geliştirilecektir. Statik sıcaklıkların oranı T_y/T_x için bir bağıntı, 16-18 numaralı denklemi iki kez uygulayarak bulunur:

$$\frac{T_{0x}}{T_x} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)M_x^2 \quad \text{ve} \quad \frac{T_{0y}}{T_y} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)M_y^2$$

Birinci denklem ikinci denkleme bölünür ve $T_{0x} = T_{0y}$ olduğu not edilirse,

$$\frac{T_y}{T_x} = \frac{1 + M_x^2(k-1)/2}{1 + M_y^2(k-1)/2} \tag{16-35}$$

bulunur. Mükemmel gaz hal denkleminden,

$$\rho_x = \frac{P_x}{RT_x} \quad \text{ve} \quad \rho_y = \frac{P_y}{RT_y}$$

yazılabilir. Bu bağıntıları kütlenin korunumu denklemi olan, $\rho_x V_x = \rho_y V_y$ eşitliğinde yerine koyar, $M = V/C$ ve $C = \sqrt{kRT}$ olduğunu not edersek, T_y ve T_x arasındaki istenen bağıntıyı buluruz:

$$\frac{T_y}{T_x} = \frac{P_y V_y}{P_x V_x} = \frac{P_y M_y C_y}{P_x M_x C_x} = \frac{P_y M_y \sqrt{T_y}}{P_x M_x \sqrt{T_x}} = \left(\frac{P_y}{P_x}\right)^2 \left(\frac{M_y}{M_x}\right)^2 \tag{16-36}$$

16-35 ve 16-36 numaralı denklemler birleştirilirse, şok öncesi ve sonrası basınçların oranı yazılabilir:

$$\frac{P_y}{P_x} = \frac{M_x\sqrt{1 + M_x^2(k-1)/2}}{M_y\sqrt{1 + M_y^2(k-1)/2}} \tag{16-37}$$

16-37 numaralı denklem, kütlenin ve enerjinin korunumu denklemlerinin birleştirilmesiyle oluşmuştur. Bu nedenle aynı zamanda, özgül ısıları sabit olan mükemmel bir gazın Fanno eğrisinin denklemidir. Rayleigh eğrisi için benzer bir bağıntı, kütlenin ve momentumun korunumu denklemlerini birleştirerek elde edilebilir. 16-32 numaralı denklemden,

$$P_x - P_y = \frac{\dot{m}}{A}(V_y - V_x) = \rho_y V_y^2 - \rho_x V_x^2$$

yazılır. Ayrıca,

$$\rho V^2 = \left(\frac{P}{RT}\right)(MC)^2 = \left(\frac{P}{RT}\right)(M\sqrt{kRT})^2 = PkM^2$$

olduğundan $P_x(1 + kM_x^2) = P_y(1 + kM_y^2)$

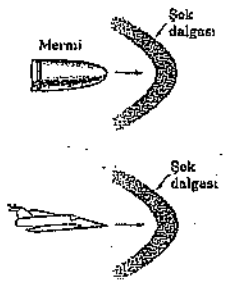
veya
$$\frac{P_y}{P_x} = \frac{1 + kM_x^2}{1 + kM_y^2} \tag{16-38}$$

yazılabilir. 16-37 ve 16-38 numaralı denklemler eşitlenirse,

$$M_y^2 = \frac{M_x^2 + 2/(k-1)}{2M_x^2k/(k-1) - 1} \tag{16-39}$$

elde edilir. Bu bağıntı, Fanno ve Rayleigh eğrilerinin kesişimini ifade eder ve şoktan önceki ve sonraki Mach sayıları arasındaki ilişkiyi verir.

Şok dalgalarının oluşumu sesüstü lülelerle sınırlı değildir. Şok dalgaları, Şekil 16-30'da gösterildiği gibi sesüstü uçakların ve mermilerin önünde de oluşur. Şok dalgalarını daha iyi anlayabilmek için, uçağın hareketsiz olduğunu ve havanın uçağa doğru uçak hızıyla yaklaştığını düşünelim. Havanın uçağın burnuna doğru gelirken yavaşlayacağı ve uçağın burnunda durma haline geleceği açıktır. Şok dalgası, havanın birdenbire sesaltı hıza yavaşladığı yerde oluşur. Şok dalgası, çoğumuzun bildiği patlama sesini de beraberinde getirir. Bu olgu, havanın bir şok dalgasından geçerek, yayılıma girmeden önce sesaltı hızlara yavaşladığı, sesüstü bir uçağın motor girişinde de gözlenir.

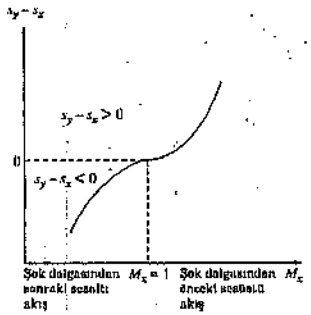


ŞEKİL 16-30
Bir merminin ve uçağın önündeki şok dalgası.

Şokun iki tarafındaki özelik değerlerinin oranları Tablo A-35'te k değeri 1.2 olan mükemmel bir gaz için verilmiştir. Bu tablo incelendiği zaman, şoktan sonraki Mach sayısı M_y'nin her zaman 1'den küçük olduğu görülür. Ayrıca şoktan önceki sesüstü Mach sayısı ne kadar büyük olursa, şoktan sonraki sesaltı Mach sayısının da o kadar küçük olacağı bu tablodan gözlenmektedir. Tablo incelendiğinde, statik basınç, sıcaklık ve yoğunluk değerlerinin şoktan sonra yükseldiği, durma basıncının ise düştüğü görülmektedir.

Akış bir şok dalgasından geçerken entropinin değişimi, şok dalgasına mükemmel gaz için entropi değişimi bağıntısını, başka bir deyişle 6-38 numaralı denklemi uygulayarak hesaplanabilir:

$$s_y - s_x = C_p \ln\frac{T_y}{T_x} - R \ln\frac{P_y}{P_x} \tag{16-40}$$



ŞEKİL 16-31
Normal şok dalgasından geçerken entropi değişimi.

Bu bağıntı, yukarıda elde edilen bağıntılardan yararlanarak, k, R ve M_x ile de ifade edilebilir. Normal bir şok dalgasından geçerken boyutsuz entropinin, $[(s_y - s_x)/R]$, Mach sayısı M_x'e göre değişimi Şekil 16-31'de gösterilmiştir. Bir akışın şok dalgasını geçişi adyabatik ve tersinmez olduğu için, ikinci yasaya göre şok dalgasını geçerken entropi artışı olur. Böylece, M_x değerinin 1'den küçük olduğu durumlarda entropi değişiminin eksi olduğu, bu nedenle şok dalgasının oluşamayacağı sonucuna varılır. Adyabatik akışlar için, şok dalgaları sadece sesüstü hızlarda, başka bir deyişle $M_x > 1$ olduğu zaman gerçekleşir.

ÖRNEK 16-10

Bir akışkanın kapalı bir kanalda sürekli ve adyabatik akışı sırasında oluşan Fanno eğrisi üzerinde, maksimum entropi noktasının (a noktası), ses hızına, $M = 1$'e karşı geldiğini gösterin.

Çözüm Isı ve iş etkileşimlerinin olmadığı kabul edilir, potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse, sürekli akış için enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılır:

$$h + \frac{V^2}{2} = \text{sabit}$$

Bu denklemin türevi alınırsa,

$$dh + V\,dV = 0$$

elde edilir. Akış kesit alanının sabit olması durumunda, sürekli akış için kütlenin korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\rho V = \text{sabit}$$

Bu denklemin türevi alınırsa,

$$\rho\,dV + V\,d\rho = 0$$

bulunur. dV çözülürse,

$$dV = -V\frac{d\rho}{\rho}$$

elde edilir. Bu bağıntı enerji denklemiyle birleştirilirse,

$$dh - V^2\frac{d\rho}{\rho} = 0$$

bağıntısı yazılabilir. Bu bağıntı Fanno eğrisinin diferansiyel biçimidir. Entropinin maksimum olduğu a noktasında $ds = 0$ olur. Böylece ikinci $T\,ds$ bağıntısından ($T\,ds = dh - v\,dP$), $dh = v\,dP = dP/\rho$ elde edilir. Bu sonuç, yukarıdaki denklemde yerine konursa,

$$\frac{dP}{\rho} - V^2\frac{d\rho}{\rho} = 0 \qquad \text{(sabit } s \text{ için)}$$

bulunur. Bu denklem V için çözüldüğü zaman,

$$V = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s^{1/2}$$

elde edilir. Bu bağıntı ses hızını veren bağıntıdır (16-9 numaralı denklem). İstenen sonuç böylece gösterilmiş olur.

ÖRNEK 16-11

16-9 numaralı örnekte incelenen yakınsak ıraksak lüledeki hava akışı, lülenin çıkış kesitinde normal bir şoktan geçerse (Şekil 16-32), akışın şoktan sonra (*a*) durma basıncını, statik basıncını, statik sıcaklığını ve statik yoğunluğunu, (*b*) şok dalgası sırasında entropi değişimini, (*c*) lüleden çıkış hızını, (*d*) lüledeki kütle debisini hesaplayın. Lüle girişinden, şok dalgasının gerçekleştiği yere kadar akışın, sürekli, bir boyutlu, izantropik olduğunu kabul edin. $k = 1.4$ alın.

Çözüm (*a*) Akışkanın lüle çıkışında, şoktan hemen önceki özelikleri (x indisiyle gösterilmektedir) 16-9 numaralı örnekte hesaplanan değerlerdir:

$$P_{0x} = 1.0 \text{ MPa}, \quad P_x = 0.1278 \text{ MPa}, \quad T_x = 444.5 \text{ K}, \quad \rho_x = 1.002 \text{ kg/m}^3$$

Akışkan özeliklerinin şoktan sonra aldığı değerler (y indisiyle gösterilmektedir), akışkan özelliklerinin şoktan önceki değerlerinden, Tablo A-35'te verilen fonksiyonlar aracılığıyla hesaplanabilir. $M_x = 2$ için tablodan okunan değerler şöyledir:

$$M_y = 0.5774, \quad \frac{P_{0y}}{P_{0y}} = 0.7209, \quad \frac{P_y}{P_x} = 4.5000, \quad \frac{T_y}{T_x} = 1.6875, \quad \frac{\rho_y}{\rho_x} = 2.6666$$

Böylece, şok dalgasından sonraki durma basıncı P_{0y}, statik basınç P_y, statik sıcaklık T_y ve statik yoğunluk ρ_y kolaylıkla hesaplanır:

$$P_{0y} = 0.7209P_{0x} = (0.7209)(1.0 \text{ MPa}) = 0.7209 \text{ MPa}$$

$$P_y = 4.5000P_x = (4.5000)(0.1278 \text{ MPa}) = 0.5751 \text{ MPa}$$

$$T_y = 1.6875T_x = (1.6875)(444.5 \text{ K}) = 750.1 \text{ K}$$

$$\rho_y = 2.6666\rho_x = (2.6666)(1.002 \text{ kg/m}^3) = 2.672 \text{ kg/m}^3$$

(*b*) Özgül ısıların sabit olduğu kabul edilirse Tablo A-2a'da bulunan değerlerden yararlanarak, akışın şoku geçerken entropi değişimi hesaplanabilir:

$$s_y - s_x = C_p \ln\frac{T_y}{T_x} - R\ln\frac{P_y}{P_x}$$

$$= [1.005 \text{ kJ/(kg·K)}]\ln(1.6875) - [0.287 \text{ kJ/(kg·K)}]\ln(4.5000)$$

$$= 0.0942 \text{ kJ/(kg·K)}$$

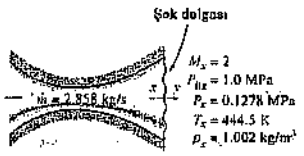
Bu sonuç, çok tersinmez bir hal değişimi olan normal şoktan geçen havanın entropisinin arttığını göstermektedir.

(*c*) Şoktan sonra havanın hızı, $V_y = M_yC_y$ bağıntısından hesaplanabilir. Burada C_y şoktan sonra çıkış koşullarında ses hızıdır:

$$V_y = M_yC_y = M_y\sqrt{kRT_y}$$

$$= (0.5774)\sqrt{(1.4)[0.287 \text{ kJ/(kg·K)}](750.1 \text{ K})\left(\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)}$$

$$= 317.0 \text{ m/s}$$



ŞEKİL 16-32
Örnek 16-11'in genel çizimi.

(*d*) Boğazda ses hızının gerçekleştiği yakınsak iraksak bir lüledeki akışın kütle debisi, lüledeki şok dalgalarından etkilenmez. Bu nedenle kütle debisi 16-9 numaralı örnekte bulunan değerin aynıdır:

$$\dot{m} = 2.858 \text{ kg/s}$$

Bu sonuç, lüle çıkışında şoktan sonraki özelik değerlerini kullanarak kolaylıkla doğrulanabilir.

Yukarıdaki örnek, şok dalgasını geçerken akışın durma basıncının düştüğünü, fakat statik basınç, sıcaklık, yoğunluk ve entropisinin arttığını göstermektedir. Şokun ardındaki akışta sıcaklığın yükselmesi, uçak ve uzay mühendisleri için temel sorunlardan biridir, çünkü kanat ön kenarlarında, uzaydan dönen araçların burun yüzeylerinde ve yeni kuşak sesten çok hızlı uçakların tasarımında önemli ısı geçişi problemlerine yol açar.

16-6 ■ GERÇEK LÜLE VE YAYICILARDA AKIŞ

Bu bölümün büyük bir kısmında, lüle ve yayıcılardaki akış izantropik kabul edildi. Doğal olarak, bu kabulün gerçekle ne ölçüde bağdaştığı sorusunu yanıtlamamız gerekir. Bu sorunun yanıtı lüle veya yayıcının çıkışında özelikleri ölçerek ve aynı giriş koşullarıyla izantropik akış varsayarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırarak bulunabilir. 6. Bölümde bu işlem lüle çıkışındaki kinetik enerjileri karşılaştırarak yapılmış ve lüle verimi aşağıda gösterildiği gibi tanımlanmıştı:

$$\eta_L = \frac{V_2^2/2}{V_{2s}^2/2}$$

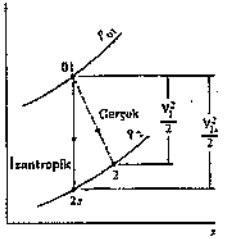
$$= \frac{\text{lüle çıkışındaki gerçek kinetik enerji}}{\text{lülede aynı giriş halinden aynı çıkış basıncına izantropik akış olması durumunda elde edilecek kinetik enerji}} \quad (16\text{-}41)$$

Durma entalpisinin tanımından yararlanarak, enerji denklemi gerçek ve izantropik hal değişimleri için yazılırsa, lüle verimi aşağıda gösterildiği gibi ifade edilebilir:

$$\eta_L = \frac{h_{01} - h_2}{h_{01} - h_{2s}} \quad (16\text{-}42)$$

Burada h_{01}, lüle girişinde akışkanın durma entalpisi, h_2 lüle çıkışındaki gerçek entalpi ve h_{2s} aynı çıkış basıncı için izantropik genişleme sonunda gerçekleşen entalpidir. η_L bağıntısında yer alan terimler, Şekil 16-33'te *h-s* diyagramında gösterilmiştir.

Lüle verimi, düz eksenli büyük lülelerin verimleri daha büyük olmak üzere, yüzde 90 ile yüzde 99 arasında değişir. Böylece, gerçek lülelerde izantropik veya başka bir deyişle tersinir adyabatik akış koşullarının oldukça yakından sağlandığı görülür. Bu sonuç şaşırtıcı değildir, çünkü gerçek lülelerde akış hemen hemen adyabatiktir ve tersinmezlikler lüleye akışa uygun bir biçim vererek en aza indirgenir.



ŞEKİL 16-33
Aynı giriş hali ve çıkış basıncı için, izantropik ve gerçek (tersinmez) lülelerdeki akış.

Lülelerdeki (ve yayıcılardaki) tersinmezliğin başlıca kaynağı, lülenin cidarına yakın akış bölgesinde veya diğer adıyla *sınır tabaka*da oluşan sürtünmedir. Büyük lülelerin verimi daha yüksektir, çünkü büyük bir lülede sınır tabaka toplam akış hacminin çok küçük bir bölümünü oluşturur. Lülelerde ve yayıcılarda bir başka tersinmezlik kaynağı, akışın cidardan ayrılmasıdır. Bu olgu cidar yakınlarında kuvvetli bir türbülans yaratır. Akışın cidardan ayrılması, lülenin akış kesit alanı akışın genişleyebileceğinden daha büyük bir hızda arttığı zaman gerçekleşir. Lülelerin veya yayıcıların tasarımında bu husus gözönüne alınmalıdır. Yakınsak iraksak lülelerin verimlerinin yüzde 90'ın altına düşmesi sık rastlanan bir durumdur, çünkü iraksak bölümde tersinmezlikler artar.

Lüle veriminin belirtilmesinde kullanılan bir başka parametre de hız katsayısı C_V olup, aşağıda gösterildiği gibi tanımlanmıştır:

$$C_V = \frac{V_2}{V_{2s}}$$

$$= \frac{\text{lüle çıkışındaki gerçek hız}}{\text{lülede aynı giriş halinden aynı çıkış basıncına izantropik akış olması durumunda elde edilecek hız}} \quad (16\text{-}43)$$

Görüldüğü gibi, hız katsayısı, lüle veriminin kareköküne eşittir:

$$C_V = \sqrt{\eta_L} \quad (16\text{-}44)$$

Lüle tasarımında önem taşıyan ve tersinmezliklerden etkilenen bir başka büyüklük de kütle debisidir. Tersinmezliklerin kütle debisi üzerindeki etkisi, aşağıda tanımlanan debi katsayısı C_D ile ifade edilir:

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_s}$$

$$= \frac{\text{lüleden geçen gerçek kütle debisi}}{\text{lülede aynı giriş halinden aynı çıkış basıncına izantropik akış olması durumunda geçen kütle debisi}} \quad (16\text{-}45)$$

Lülenin boğulması durumunda, izantropik akış için kütle debisi, lülenin boğazındaki ses hızını ve kritik yoğunluğu hesaplayarak bulunur.

Bu bölümde geliştirilen bağıntıları kullanarak, gerçek veya tersinmez bir lülenin boğulduğu kritik basınç oranının, ideal veya izantropik bir lülenin boğulduğu kritik basınç oranından daha küçük olduğu gösterilebilir. Gerçek bir lüleyi boğmak için gerekli karşı basınç değeri de, izantropik bir lüleyi boğmak için gerekli karşı basınç değerinden daha düşüktür.

ÖRNEK 16-12

Sıcak yanma sonu gazları yakınsak bir lüleye 600 K durma sıcaklığında ve (*a*) 180 kPa, (*b*) 100 kPa durma basıncında girmektedir. Lüle karşı basıncı 60 kPa ve lüle verimi yüzde 95 olduğuna göre, lüle çıkışındaki hızı, sıcaklığı ve basıncı hesaplayın. Yanma sonu gazlarının k değerini 1.33 alın ve özgül ısılarının, havanın sabit sıcaklıktaki özgül ısılarına eşit olduğunu kabul edin.

Çözüm Lülenin çizimi ve hal değişiminin T-s diyagramındaki gösterimi Şekil 16-34'te verilmiştir. Lülenin çıkışındaki hızı belirlemeden önce lülenin boğulup, boğulmadığını belirlemek gerekir. Lüle eğer boğuluyorsa, çıkış hızı karşı basınçtan bağımsızdır ve ses hızına eşittir (16-13 numaralı denkleme bakın). Lüle boğulmuyorsa, çıkış hızı 16-4 numaralı denklemden hesaplanabilir. Lülenin adyabatik olduğunu kabul edersek, akışkanın durma entalpisi lüle boyunca sabit kalır:

$$h_{01} = h_{02}$$

Veya özgül ısılar sabit kabul edildiği için,

$$T_{01} = T_{02} = 600 \text{ K}$$

olur. Lülenin boğulup, boğulmadığını, lüle çıkışındaki kritik basıncı (P^*) hesaplayıp karşı basınçla (P_b) karşılaştırarak belirleyebiliriz. Eğer $P_b < P^*$ olursa lüle boğulur, tersi durumda lüle boğulmaz.

Yakınsak bir lülenin kritik basıncı P^*, lüle çıkışında ses hızının gerçekleşmesi durumunda ($M_2 = 1$) lüle çıkışında elde edilecek gerçek basınç olur. Bu durumda lüle çıkışındaki gerçek sıcaklık T_2 ve basınç P_2 aşağıda gösterildiği gibi hesaplanır:

16-21 numaralı denklemden, $M_2 = 1$ için,

$$\frac{T_2}{T_{02}} = \frac{2}{k+1} \longrightarrow T_2 = T_{02}\left(\frac{2}{k+1}\right) = (600 \text{ K})\left(\frac{2}{1.33+1}\right) = 515.0 \text{ K}$$

Sabit özgül ısılara sahip bir mükemmel gaz için, lüle verimi aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir:

$$\eta_N \cong \frac{h_{01} - h_2}{h_{01} - h_{2s}} \cong \frac{C_p(T_{01} - T_2)}{C_p(T_{01} - T_{2s})} = \frac{T_{01} - T_2}{T_{01} - T_{2s}}$$

Böylece,

$$0.95 = \frac{600 - 515.0}{600 - T_{2s}}$$

$$T_{2s} = 510.5 \text{ K}$$

bulunur. Yukarıda, $T^* = T_2 = 515.0$ K, çıkış kesitinde ses hızına erişilmesi durumunda gerçekleşen sıcaklık; $T_{2s} = 510.5$ ise, akışın izantropik olması durumunda, çıkış kesitinde ses hızı koşullarında gerçekleşebilecek sıcaklıktır. Gerçek ve izantropik durumlar için çıkış basıncı aynıdır ve aşağıda gösterildiği gibi hesaplanır:

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \left(\frac{T_{2s}}{T_{01}}\right)^{k/(k-1)} = \left(\frac{510.5 \text{ K}}{600 \text{ K}}\right)^{1.33/(1.33-1)} = 0.5215$$

$$P^* = P_2 = 0.5215P_{01}$$

(a) Giriş durma basıncı $P_{01} = 180$ kPa için, kritik basınç,

$$P^* = 0.5215P_{01} = (0.5215)(180 \text{ kPa}) = 93.9 \text{ kPa}$$

olarak hesaplanır. Bu değer karşı basınç $P_b = 60$ kPa'dan daha büyüktür. Bu nedenle lülede boğulma gerçekleşmektedir ve lüle çıkışındaki gerçek basınç kritik basınca, gerçek sıcaklık ise kritik sıcaklığa eşittir:

$$P_2 = P^* = 93.9 \text{ kPa}$$

$$T_2 = T^* = 515.0 \text{ K}$$

Doğal olarak, çıkış hızı, gerçek lüle çıkış koşullarındaki ses hızıdır ve 16-11 numaralı denklemden hesaplanır:

$$V_2 = C_2 = \sqrt{kRT_2} = \sqrt{(1.33)[0.287 \text{ kJ/(kg·K)}](515.0 \text{ K})\left(\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)}$$

$$= 443.4 \text{ m/s}$$

(b) Giriş durma basıncı $P_{01} = 100$ kPa için, kritik basınç,

$$P^* = 0.5215P_{01} = (0.5215)(100 \text{ kPa}) = 52.15 \text{ kPa}$$

olmaktadır. Bu değer karşı basınç $P_b = 60$ kPa'dan daha küçüktür. Bu nedenle lülede boğulma olmaz ve lüle çıkışındaki basınç, verilen karşı basınca eşittir:

$$P_2 = P_b = 60 \text{ kPa}$$

Lüle çıkışındaki gerçek sıcaklık, önce izantropik akış için çıkış sıcaklığını bulup, daha sonra η_L'yi tanımlayan bağıntıyı kullanarak hesaplanır:

$$\frac{T_{2s}}{T_{01}} = \left(\frac{P_2}{P_{01}}\right)^{(k-1)/k} \longrightarrow T_{2s} = (600 \text{ K})\left(\frac{60 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}}\right)^{(1.33-1)/1.33} = 528.6 \text{ K}$$

ve

$$\eta_L = \frac{T_{01} - T_2}{T_{01} - T_{2s}}$$

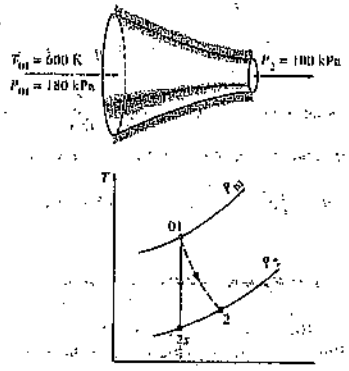
olduğundan,

$$0.95 = \frac{600 - T_2}{600 - 528.6} \longrightarrow T_2 = 532.2 \text{ K}$$

bulunur. Gerçek çıkış hızı 16-4 numaralı denklemden hesaplanır:

$$V_2 = \sqrt{2C_p(T_{01} - T_2)} = \sqrt{2(1.005 \text{ kJ/(kg·K)}][(600 - 532.2) \text{ K}]\left(\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)}$$

$$= 369.2 \text{ m/s}$$



ŞEKİL 16-34
Örnek 16-12'nin genel çizimi ve T-s diyagramı.

Bir yayıcıda, gerçekleştirilen işlem, lülede yapılanın tam tersidir. Başka bir deyişle, akış yavaşlatılarak basıncı artırılır. Bir yayıcının etkinliğini değerlendirirken, akışkanın kinetik enerjisinin yayıcıda hangi

oranda basınç artışına dönüştüğüne bakılır. İdeal bir yayıcıda akışın izantropik bir hal değişimiyle yavaşladığı (izantropik durma işlemi) düşünülür. Böylece yayıcının verimi, gerçek yayıcıyı ideal yayıcıyla karşılaştırarak belirlenir.

Akış izantropik olsun veya olmasın, adyabatik durma işlemi sırasında, akışkanın entalpisinin (mükemmel gazsa sıcaklığının) sabit kaldığı daha önce açıklanmıştı. Bu tür bir hal değişimi sırasında akışkanın basıncı yükselir. Basınç yükselmesi hal değişimi izantropik olduğu zaman en büyük değerine ulaşır. Böylece yayıcıdaki izantropik akış, gerçek yayıcının etkinliğini belirlemek için ölçü alınabilir.

Bir yayıcının etkinliği genellikle, yayıcı verimi η_Y ile ifade edilir:

$$\eta_Y = \frac{\Delta h_s}{V_1^2/2} = \frac{h_{02s} - h_1}{h_{01} - h_1} \tag{16-46}$$

Tanım biraz açıklama gerektirmektedir. Burada $V_1^2/2$ basınç yükselmesine dönüştürülebilecek maksimum kinetik enerjidir. Δh_s ise akışkanın gerçek çıkış durma basıncına getirilmesi durumunda basınç yükselmesine dönüştürülebilecek kinetik enerjisini göstermektedir. Bu iki değer izantropik bir yayıcı için aynıdır, çünkü gerçek çıkış durma basıncı bu durumda giriş durma basıncına eşit olmaktadır. Böylece verim de yüzde 100 olur.

Bu tanım Şekil 16-35'te verilen h-s diyagramının yardımıyla daha kolay anlaşılabilir. Bu diyagramda 1 ve 01 halleri yayıcı girişinde sırasıyla gerçek ve durma hallerini göstermektedir. Benzer biçimde 2 ve 02 halleri, yayıcı çıkışında gerçek ve durma hallerini belirtmektedir. 02s hali ise akışkanın yayıcıda izantropik bir hal değişimiyle çıkış durma basıncına ulaşması durumunda erişilecek sanal bir hali göstermektedir. 2 ve 02 halleri, akışkanın çıkış hızı sıfıra yakın olduğu zaman çakışır.

Yayıcı verimleri yüzde 90 ile yüzde 100 arasında değişir. Verim sesaltı yayıcılarda yüzde 100'e yakın olup Mach sayısı yükseldikçe azalır.

Yayıcılarda akışkanın basıncını yükseltme veriminin bir başka ölçüsü de **basınç geri kazanma çarpanı** F_P'dir. Bu değer, yayıcı çıkışında gerçek durma basıncının, erişilebilecek en yüksek durma basıncına oranını ifade eder ve şöyle tanımlanır:

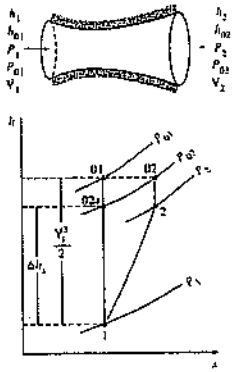
$$F_P = \frac{\text{yayıcı çıkışında gerçek durma basıncı}}{\text{izantropik durma basıncı}} = \frac{P_{02}}{P_{01}} \tag{16-47}$$

İzantropik bir yayıcı için, $P_{02} = P_{01}$ olur, böylece $F_P = 1$'dir. Gerçek yayıcılar için bu değer daha düşük olur, çünkü tersinmezlikler nedeniyle durma basıncı düşer.

Bir yayıcının etkinliğini belirtmek için kullanılan bir üçüncü parametre de **basınç yükselme katsayısı** C_{PR}'dir. Bu parametre, bir yayıcının akışın statik basıncını yükselttiği düşüncesinden kaynaklanır ve yayıcıda gerçekleşen basınç yükselmesinin, akışın izantropik olması durumunda gerçekleşecek basınç yükselmesine oranı olarak tanımlanır:

$$C_{PR} = \frac{\text{gerçek basınç yükselmesi}}{\text{izantropik akış için basınç yükselmesi}} = \frac{P_2 - P_1}{P_{01} - P_1} \tag{16-48}$$

Basınç yükselme katsayısının değeri önemli ölçüde akışa ve yayıcının biçimine bağlıdır. Bu değer yayıcıların çoğu için yüzde 80'in altındadır. Sınır tabakanın cidardan ayrıldığı yayıcılarda önemli basınç kayıpları olur.



ŞEKİL 16-35
Yayıcı veriminin tanımını açıklayan çizim ve h-s diyagramı.

ÖRNEK 16-13

Hava, bir yayıcıya 0.4 MPa durma basıncı ve 500 K durma sıcaklığında, 200 m/s hızla girmektedir. Yayıcıdan çıkış hızı 100 m/s'dir. Yayıcı verimini yüzde 90 alarak, (a) basınç yükselme katsayısını, (b) çıkış kesit alanının giriş kesit alanına oranını hesaplayın.

Çözüm Yayıcının genel çizimi ve hal değişiminin T-s diyagramında gösterimi Şekil 16-36'da verilmiştir. Hava, sabit özgül ısıları olan mükemmel bir gaz kabul edilsin ve $k = 1.4$ alınsın. Ayrıca yayıcıdaki akışın adyabatik olduğu kabul edilebilir. Bu durumda havanın yayıcıdaki sürekli akışı sırasında durma entalpisi sabit kalır.

$$T_{02} = T_{01} = 500 \text{ K}$$

(a) Yayıcı girişindeki statik sıcaklık 16-4 numaralı denklemden hesaplanır:

$$T_1 = T_{01} - \frac{V_1^2}{2C_p} = (500 \text{ K}) - \frac{(200 \text{ m/s})^2}{2[1.005 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}]}\left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}\right) = 480.1 \text{ K}$$

Girişteki statik basınç bu durumda,

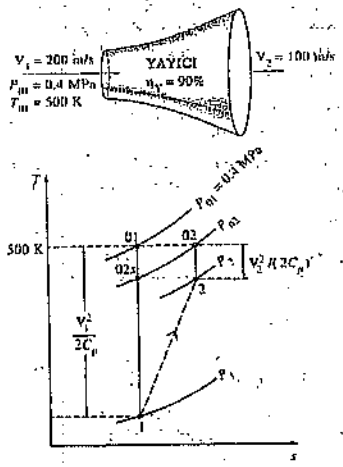
$$P_1 = P_{01}\left(\frac{T_1}{T_{01}}\right)^{k/(k-1)} = (400 \text{ kPa})\left(\frac{480.1 \text{ K}}{500 \text{ K}}\right)^{1.4/(1.4-1)} = 347.0 \text{ kPa}$$

olur. Özgül ısıları sabit olan mükemmel bir gaz için, yayıcı verimi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\eta_Y = \frac{h_{02s} - h_1}{h_{01} - h_1} = \frac{T_{02s} - T_1}{T_{01} - T_1}$$

Böylece,

$$0.90 = \frac{T_{02s} - 480.1}{500 - 480.1} \longrightarrow T_{02s} = 498.0 \text{ K}$$



ŞEKİL 16-36
Örnek 16-13'ün genel çizimi ve T-s diyagramı.

olur. $P_{02} = P_{02s}$ olduğuna dikkat edilirse, 1 ve 02s halleri arasında izantropik bağıntının uygulanması aşağıdaki sonucu verir:

$$P_{02} = P_{02s} = P_1\left(\frac{T_{02s}}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (347.0\ \text{kPa})\left(\frac{498.0\ \text{K}}{480\ 1\ \text{K}}\right)^{1.4/(1.4-1)}$$

$$= 394.4\ \text{kPa}$$

Böylece çıkıştaki statik sıcaklık,

$$T_2 = T_{02} - \frac{V_2^2}{2C_p} = 500\ \text{K} - \frac{(100\ \text{m/s})^2}{2[1.005\ \text{kJ/(kg·K)}]}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = 495.0\ \text{K}$$

ve çıkıştaki statik basınç,

$$P_2 = P_{02}\left(\frac{T_2}{T_{02}}\right)^{k/(k-1)} = (394.4\ \text{KPa})\left(\frac{495.0\ \text{K}}{500\ \text{K}}\right)^{1.4/(1.4-1)} = 380.8\ \text{kPa}$$

olur. Bu değerler 16-48 numaralı denklemde yerine konursa, basınç yükselme katsayısı aşağıdaki gibi bulunur:

$$C_{PR} = \frac{P_2 - P_1}{P_{01} - P_1} = \frac{380.8 - 347.0}{400 - 347.0} = 0.638$$

(*b*) Çıkış kesit alanının giriş kesit alanına oranı A_2/A_1, sürekli akışlı açık sistem için kütlenin korunumu denklemini ve mükemmel gaz hal denklemini [$\rho = P/(RT)$] uygulayarak elde edilir:

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2$$

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{\rho_1 V_1}{\rho_2 V_2} = \frac{[P_1/(RT_1)]V_1}{[P_2/(RT_2)]V_2} = \frac{P_1 T_2 V_1}{P_2 T_1 V_2}$$

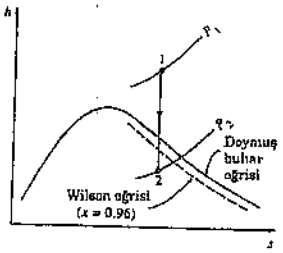
$$= \frac{(347.0\ \text{kPa})(495.0\ \text{K})(200\ \text{m/s})}{(380.8\ \text{kPa})(480.1\ \text{K})(100\ \text{m/s})}$$

$$= 1.879$$

16-7 ■ SU BUHARI LÜLELERİ

Orta düzeyde veya yüksek basınçlarda, su buharının mükemmel gaz davranışından önemli ölçüde uzaklaştığı 2. Bölümde açıklanmıştı. Bu nedenle yukarıda geliştirilen bağıntıların birçoğu, su buharının türbin lülelerinde veya kanat aralarında akışı için uygulanamaz. Su buharının özelikleri, örneğin entalpi, sıcaklığın yanısıra basıncın da fonksiyonudur. Özellikler arasında basit bağıntılar da bulunmadığı için, su buharının lülelerde akışını hassas bir biçimde çözümlemek kolay değildir. Çoğunlukla su buharı tablolarının, *h-s* diyagramının veya su buharı özeliklerini hesaplayan bir bilgisayar programının yardımına gerek duyulur.

Su buharının lülelerde genişlemesiyle ilgili bir başka zorluk da genişlemenin Şekil 16-37'de gösterildiği gibi doyma bölgesine sarkmasıdır. Su buharı lülede genişlerken sıcaklığı ve basıncı düşer, bu nedenle su buharının doymuş buhar eğrisini geçtikten hemen sonra yoğuşması beklenir. Fakat gerçekte olan biraz daha farklıdır. Yüksek hızlardan dolayı su buharının lülede kalma süresi çok kısadır, böylece ısı geçişi ve



ŞEKİL 16-37
Buharın bir lüledeki izantropik genişlemesinin *h-s* diyagramında gösterimi.

su damlacıklarının oluşumu için yeterli zaman olmayabilir. Bunun sonucu olarak buharın yoğuşması bir süre gecikir. Bu olgu **aşırı doyma** diye bilinir ve doyma bölgesinde sıvı damlacıkları içermeyen su buharına **aşırı doymuş su buharı** denir. Aşırı doymuş haller, denge halleri değildir.

Genişleme sırasında buhar sıcaklığı, normal olarak yoğuşmanın başlaması gereken sıcaklığın altına yoğuşma olmaksızın iner. Sıcaklık, yerel basınca karşı gelen doyma sıcaklığının bir miktar altına düştükten sonra, yeterli büyüklükteki sıvı damlacıkları kümeleşir ve hızlı bir yoğuşma olur. Lüleye giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olmaksızın, yoğuşmanın başladığı hallerin oluşturduğu eğriye **Wilson eğrisi** adı verilir. Wilson eğrisi *h-s* diyagramında, yüzde $\frac{4}{9}$ ile yüzde 5 nemi gösteren eğrilerin arasında kalır ve genellikle yüzde 4 nem eğrisiyle (yüzde 96 kuruluk derecesi) yaklaşık olarak belirtilir. Bu nedenle, su buharının bir lülede yüksek hızda akışı sırasında, yoğuşmanın yüzde 4 nem eğrisi geçildiği zaman başladığı kabul edilir.

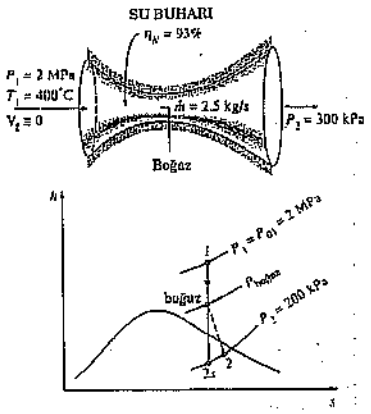
Su buharı için kritik basınç oranı P^*/P_0, lüleye giriş haline ve su buharının lüleye girişte kızgın buhar veya doymuş buhar olmasına bağlıdır. Fakat mükemmel gaz hal denklemine dayanan, kritik basınç oranı bağıntısı (16-22 numaralı denklem), oldukça geniş bir giriş halleri aralığında iyi sonuçlar verir. Tablo 16-2'de gösterildiği gibi, kızgın buhar için özgül ısıların oranı $k = 1.3$ olarak alınabilir. Bu durumda, kritik basınç oranı aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} = 0.546$$

Su buharı lüleye, buhar türbinlerinin alt kademelerinde olduğu gibi, kızgın buhar olarak değil de doymuş buhar olarak girerse, kritik basınç oranı 0.576 olarak alınır. Bu değer $k = 1.14$'e karşı gelmektedir.

ÖRNEK 16-14

2 MPa basınç ve 400 °C sıcaklıktaki su buharı, yakınsak ıraksak bir lüleye 2.5 kg/s debiyle ve ihmal edilebilir bir hızda girmektedir. Su buharı lüleden 300 kPa basınçta çıkmaktadır. Akış, lüle girişiyle boğaz arasında izantropik olup tüm lülenin verimi yüzde 93'tür. (*a*) Boğaz ve çıkış kesit alanlarını, (*b*) boğazdaki ve çıkış kesitindeki Mach sayılarını hesaplayın.



ŞEKİL 16-38
Örnek 16-14'ün genel çizimi ve *h-s* diyagramı.

Çözüm Lülenin girişindeki, boğazındaki ve çıkışındaki haller, Şekil 16-38'de gösterildiği gibi, sırasıyla 1, boğaz ve 2 indisleriyle belirtilsin. Lülenin girişiyle boğazı arasındaki hallerin izantropik, boğazla çıkış arasındaki hallerin ise adyabatik fakat tersinmez olduğu not edilmelidir.

(*a*) Giriş hızı ihmal edilebilir ölçüde küçük olduğu için, giriştek durma özelikleri ve statik özelikler aynıdır. Çıkış basıncının, giriş durma basıncına oranı,

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \frac{300 \text{ kPa}}{2000 \text{ kPa}} = 0.15$$

olarak bulunur. Su buharı lüle girişinde kızgın buhar olduğundan kritik basınç oranı, $P^*/P_{01} = 0.546$'dır. Bulunan P_2/P_{01} değeri bu değerden çok daha küçüktür. Böylece akışın lüle çıkışında sesüstü olduğu görülür. Bu durumda boğazdaki hız, ses hızıdır ve boğazdaki basınç aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$P_{boğaz} = 0.546P_{01} = (0.546)(2 \text{ MPa}) = 1.09 \text{ MPa}$$

Giriş kesitinde:

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= P_{01} = 2 \text{ MPa} \\ T_1 &= T_{01} = 400\,^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_1 &= h_{01} = 3247.6 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= s_{boğaz} = s_{2s} = 7.1271 \text{ kJ/(kg·K)} \end{aligned}$$

Boğazda:

$$\left.\begin{aligned} P_{boğaz} &= 1.09 \text{ MPa} \\ s_{boğaz} &= 7.1271 \text{ kJ/(kg·K)} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_{boğaz} &= 3076.1 \text{ kJ/kg} \\ v_{boğaz} &= 0.2420 \text{ m}^3\text{/kg} \end{aligned}$$

Bu durumda boğazdaki hız 16-3 numaralı denklemden hesaplanır:

$$V_{boğaz} = \sqrt{2(h_{01} - h_{boğaz})} = \sqrt{[2(3247.6 - 3076.1) \text{ kJ/kg}]\left(\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)}$$
$$= 585.7 \text{ m/s}$$

Boğazın kesit alanı kütle debisi bağıntısından belirlenir:

$$A_{boğaz} = \frac{\dot{m}v_{boğaz}}{V_{boğaz}} = \frac{(2.5 \text{ kg/s})(0.2420 \text{ m}^3\text{/kg})}{585.7 \text{ m/s}} = 10.33 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$
$$= 10.33 \text{ cm}^2$$

2s halinde:

$$\left.\begin{aligned} P_{2s} &= P_2 = 300 \text{ kPa} \\ s_{2s} &= s_1 = 7.1271 \text{ kJ/(kg·K)} \end{aligned}\right\} \quad h_{2s} = 2781.9 \text{ kJ/kg}$$

Su buharının gerçek çıkış halindeki entalpisi aşağıda gösterildiği gibi belirlenir:

$$\eta_L = \frac{h_{01} - h_2}{h_{01} - h_{2s}}$$

$$0.93 = \frac{3247.6 - h_2}{3247.6 - 2781.9} \longrightarrow h_2 = 2814.5 \text{ kJ/kg}$$

Bu nedenle,

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= 300 \text{ kPa} \\ h_2 &= 2814.5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} v_2 &= 0.6764 \text{ m}^3\text{/kg} \\ s_2 &= 7.2009 \text{ kJ/(kg·K)} \end{aligned}$$

olur. Çıkış hızı,

$$V_2 = \sqrt{2(h_{01} - h_2)} = \sqrt{[2(3247.6 - 2814.5) \text{ kJ/kg}]\left(\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)}$$
$$= 930.7 \text{ m/s}$$

olarak hesaplanır. Çıkış kesit alanı ise aşağıdaki gibi bulunur:

$$A_2 = \frac{\dot{m}v_2}{V_2} = \frac{(2.5 \text{ kg/s})(0.6764 \text{ m}^3\text{/kg})}{930.7 \text{ m/s}} = 18.17 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 18.17 \text{ cm}^2$$

(*b*) Boğazdaki ve çıkış kesitindeki ses hızları ve Mach sayıları, 16-5 numaralı örnekte izlenen yolla hesaplanır. Diferansiyel büyüklükler yerine fark ifadeleri yazılırsa,

$$C = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s^{1/2} \cong \left[\frac{\Delta P}{\Delta(1/v)}\right]_s^{1/2}$$

elde edilir. Boğazdaki ses hızı, özgül hacmi, $s_{boğaz} = 7.1271$ kJ/(kg·K) sabit entropide, 1.115 MPa ve 1.065 MPa basınçlarında ($P_{boğaz} \pm 25$ kPa) belirleyip yukarıdaki bağıntıda yerine koyarak hesaplanır:

$$C = \sqrt{\frac{(1115 - 1065) \text{ kPa}}{(1/0.2378 - 1/0.2464) \text{ kg/m}^3}\left[\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ (kPa·m}^3\text{)/kg}}\right]} = 583.7 \text{ m/s}$$

Boğazdaki Mach sayısı 16-12 numaralı denklemden bulunur:

$$M = \frac{V}{C} = \frac{585.7 \text{ m/s}}{583.7 \text{ m/s}} = 1.003$$

Böylece boğazdaki hızın ses hızına eşit olduğu görülür. Mach sayısının 1 değerinden az da olsa farklı olması, türev yerine fark ifadesinin kullanılmasındandır.

Lüle çıkış kesitindeki ses hızı ve Mach sayısı, özgül hacmi, $s_2 = 7.2009$ kJ/(kg · K) sabit entropide, 325 kPa ve 275 kPa basınçlarında ($P_2 \pm 25$ kPa) belirleyip benzer bir biçimde hesaplanır:

$$C = \sqrt{\frac{(325 - 275)\ \text{kPa}}{(1/0.6363 - 1/0.7228)\ \text{kg/m}^3}\left[\frac{1000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ (\text{kPa}\cdot\text{m}^3)/\text{kg}}\right]} = 515.6\ \text{m/s}$$

ve

$$M = \frac{V}{C} = \frac{930.7\ \text{m/s}}{515.6\ \text{m/s}} = 1.805$$

Böylece, lüle çıkışında su buharının akışı sesüstüdür.

16-8 ■ ÖZET

Bu bölümde yüksek hızlı akışın termodinamiği incelendi. Yüksek hızlı akışlar için akışkanın entalpi ve kinetik enerjisini, *durma entalpisi* veya *toplam entalpi* h_0 adı verilen bir terimde toplamak çözümlemede kolaylık sağlar:

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{16-1}$$

Durma halinde akışkanın özelikleri *durma özelikleri* diye adlandırılır ve 0 indisiyle gösterilir. Sabit özgül ısıları olan mükemmel bir gazın *durma sıcaklığı*,

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2C_p} \tag{16-4}$$

biçiminde tanımlanır. Bu sıcaklık, mükemmel gaz adyabatik olarak durma haline getirildiğinde erişeceği sıcaklıktır.

Mükemmel bir gazın (izantropik) durma özelikleriyle statik özelikleri arasındaki ilişki aşağıdaki bağıntılarla verilir:

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{k/(k-1)} \tag{16-5}$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(k-1)} \tag{16-6}$$

Durma entalpisi kullanıldığı zaman bir giriş ve bir çıkışlı, sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$q - w = (h_{02} - h_{01}) + g(z_2 - z_1) \tag{16-7}$$

Burada h_{01} ve h_{02}, sırasıyla 1 ve 2 hallerindeki durma entalpileridir. Sonsuz küçüklükteki bir basınç dalgasının bir ortamdaki yayılma hızı *ses hızı* veya *sonik* hızdır. Ses hızı aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır:

$$C^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s \tag{16-9}$$

Mükemmel bir gaz için bu bağıntı,

$$C = \sqrt{kRT} \tag{16-11}$$

biçiminde yazılabilir. *Mach sayısı*, akışkanın gerçek hızının, aynı halde hesaplanan ses hızına oranıdır:

$$M = \frac{V}{C} \tag{16-12}$$

$M = 1$ olduğu zaman akış *ses hızındadır*, $M < 1$ olduğu zaman akış *sesaltı*, $M > 1$ olduğu zaman *sesüstü*, $M >> 1$ olduğu zaman *hipersonik*, $M \approx 1$ olduğu zaman *transonik* diye adlandırılır.

Kesit alanının akış yönünde daraldığı lüleler, *yakınsak* lüleler diye bilinir. Kesit alanının önce daraldığı sonra genişlediği lüleler *yakınsak ıraksak lüleler* diye adlandırılır. Akış alanının en küçük değerini aldığı kesit *boğaz* adını alır. Akışkanın yakınsak bir lülede erişebileceği en yüksek hız ses hızıdır. Akışkanı sesüstü hızlara ivmelendirmek ancak yakınsak ıraksak bir lülede sağlanabilir. Tüm yakınsak ıraksak lülelerde, akışkanın boğazdaki hızı ses hızıdır.

Sabit özgül ısıları olan mükemmel gazlar için durma özeliklerinin statik özeliklere oranı, Mach sayısıyla ifade edilebilir:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)M^2 \tag{16-18}$$

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)M^2\right]^{k/(k-1)} \tag{16-19}$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)M^2\right]^{1/(k-1)} \tag{16-20}$$

$M = 1$ olduğu zaman, statik özeliklerin durma özeliklerine oranları *kritik-oranlar* diye adlandırılır ve yıldız üssüyle gösterilir:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \tag{16-21}$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} \tag{16-22}$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)} \tag{16-23}$$

Bir lülenin çıkış kesitinin ardındaki basınca *karşı basınç* denir. P^*'dan daha düşük karşı basınçlar için yakınsak bir lülenin çıkış kesitindeki basınç P^*'a eşittir. Bu durumda çıkış kesitinde Mach sayısı 1 olur ve lüleden geçen debi en yüksek değerine ulaşır, başka bir deyişle lüle boğulur.

Sürekli akışta, lüleden geçen kütle debisi sabittir ve aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir:

$$\dot{m} = \frac{AMP_0\sqrt{k/(RT_0)}}{[1 + (k-1)M^2/2]^{(k+1)/(2(k-1))}} \tag{16-24}$$

Belirli bir mükemmel gaz için, kütle debisi ve durma özelikleri verildiğinde, lüle boyunca akış kesit alanının değişimi, boğaz kesit alanı A^*'a göre aşağıda gösterildiği gibi yazılır:

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1+\frac{k-1}{2}M^2\right)\right]^{(k+1)/[2(k-1)]} \tag{16-26}$$

M^* parametresi, yerel hızın boğazdaki ses hızına ($M = 1$) oranı olarak tanımlanır:

$$M^* = \frac{V}{C^*} \tag{16-27}$$

Bu parametre,

$$M^* = M\sqrt{\frac{k+1}{2+(k-1)M^2}} \tag{16-28}$$

şeklinde de yazılabilir.

Karşı basınç belirli değerler aldığı zaman, yakınsak ıraksak bir lülenin boğazında ses hızına ulaşan ve lülenin ıraksak bölümünde sesüstü hızlara ivmelenen akış, *normal bir şok dalgası*ndan geçebilir. Şok dalgasının ardında basınç ve sıcaklık birdenbire yükselir ve hız sesaltı düzeye iner. Akışın şok dalgasından geçmesi tersinmez bir olgudur, bu nedenle akış artık izantropik kabul edilemez. Sabit özgül ısıları olan mükemmel bir gazın, şoktan önceki (x indisi) ve şoktan sonraki (y indisi) özelikleri arasındaki ilişki, aşağıdaki bağıntılarla verilir:

$$T_{0x} = T_{0y} \tag{16-34}$$

$$\frac{T_y}{T_x} = \frac{1+M_x^2(k-1)/2}{1+M_y^2(k-1)/2} \tag{16-35}$$

$$\frac{P_y}{P_x} = \frac{M_x\sqrt{1+M_x^2(k-1)/2}}{M_y\sqrt{1+M_y^2(k-1)/2}} \tag{16-37}$$

$$M_y^2 = \frac{M_x^2+2/(k-1)}{2M_x^2k/(k-1)-1} \tag{16-39}$$

Şok dalgasından geçerken akışın entropi değişimi, mükemmel gazlar için entropi değişimi denklemini, şok dalgasına uygulayarak hesaplanabilir:

$$s_y - s_x = C_p \ln\frac{T_y}{T_x} - R\ln\frac{P_y}{P_x} \tag{16-40}$$

Gerçek lülelerle izantropik lüleler arasındaki fark, aşağıda tanımlanan lüle verimi η_L, lüle hız katsayısı C_V ve lüle debi katsayısı C_D ile ifade edilir:

$$\eta_L = \frac{V_2^2/2}{V_{2s}^2/2}$$

$$= \frac{\text{lüle çıkışındaki gerçek kinetik enerji}}{\text{lülede aynı giriş halinden aynı çıkış basıncına izantropik akış olması durumunda elde edilecek kinetik enerji}} \tag{16-41}$$

$$= \frac{h_{01}-h_2}{h_{01}-h_{2s}} \tag{16-42}$$

$$C_V = \frac{V_2}{V_{2s}}$$

$$= \frac{\text{lüle çıkışındaki gerçek hız}}{\text{lülede aynı giriş halinden aynı çıkış basıncına izantropik akış olması durumunda elde edilecek hız}} \tag{16-43}$$

$$= \sqrt{\eta_L} \tag{16-44}$$

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_s}$$

$$= \frac{\text{lüleden geçen gerçek kütle debisi}}{\text{lülede aynı giriş halinden aynı çıkış basıncına izantropik akış olması durumunda geçen kütle debisi}} \tag{16-45}$$

Burada h_{01} lüle girişinde akışkanın durma entalpisi, h_2 lüle çıkışındaki gerçek entalpi ve h_{2s} aynı çıkış basıncı için izantropik genişleme sonunda gerçekleşen entalpidir.

Bir yayıcının etkinliği aşağıda tanımlanan, *yayıcı verimi* η_Y, *basınç geri kazanma çarpanı* F_P ve *basınç yükselme katsayısı* C_{PR} ile ifade edilir:

$$\eta_Y = \frac{\Delta h_s}{V_1^2/2} = \frac{h_{02s}-h_1}{h_{01}-h_1} \tag{16-46}$$

$$F_P = \frac{\text{yayıcı çıkışında gerçek durma basıncı}}{\text{izantropik durma basıncı}} = \frac{P_{02}}{P_{01}} \tag{16-47}$$

$$C_{PR} = \frac{\text{gerçek basınç yükselmesi}}{\text{izantropik akış için basınç yükselmesi}} = \frac{P_2-P_1}{P_{01}-P_1} \tag{16-48}$$

Su buharı genellikle mükemmel gaz davranışından sapma gösterir ve özeliklerini belirlemek için basit bağıntılar yoktur. Bu nedenle mükemmel gaz bağıntıları yerine su buharı tablolarını kullanmak gerekir. Su buharı için kritik basınç oranı çoğunlukla 0.546 olarak alınır. Bu değer kızgın buhar için özgül ısıların oranı, $k = 1.3$ değerine karşılık gelir. Yüksek hızlarda genişleyen su buharı, doymuş buhar eğrisini geçtiğinde hemen yoğuşmaz ve bir süre *aşırı doymuş bir hâlde* kalır. Aşırı doyma halleri denge halleri değildir ve bu durumun uygulamada gözönüne alınması gerekir.

KAYNAKLAR VE ÖNERİLEN YAYINLAR

1 H. Cohen, G. F. C. Rogers ve H. I. H. Saravanamuttoo, *Gas Turbine Theory*, 3. Basım, Wiley, New York, 1987.

2 J. P. Holman, *Thermodynamics*, 4. Basım, McGraw-Hill, New York, 1988.

3 J. E. A. John, *Gas Dynamics*, 2. Basım, Allyn ve Bacon, Boston, 1984.

4 J. B. Jones ve G. A. Hawkins, *Engineering Thermodynamics*, 2. Basım, Wiley, New York, 1986.

5 J. F. Lee, *Theory and Design of Steam and Gas Turbines*, McGraw-Hill, New York, 1954.

6 A. H. Shapiro, *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, Cilt 1, Ronald Press Company, New York, 1953.

7 G. J. van Wylen ve R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, English/SI düzenlemesi, 3. Basım, Wiley, New York, 1986.

8 *The Aircraft Gas Turbine Engine and Its Operation*, United Technologies Corporation, 1982.

PROBLEMLER*

Durma Özelikleri

16-1K Yüksek hızlı bir uçak durgun havada uçmaktadır. Uçağın burnundaki sıcaklık, uçaktan biraz uzakta bulunan bir noktadaki sıcaklıktan ne kadar farklı olacaktır?

16-2K Durma entalpisi h_0 neden tanımlanır? Bildiğimiz (statik) entalpiden farkı nedir?

16-3K Dinamik sıcaklık nedir?

16-4K Isıtma havalandırma uygulamalarında, havanın sıcaklığı, akış içine bir sıcaklık duyargası konarak ölçülür. Duyarga gerçekte durma sıcaklığını ölçer. Bu, büyük bir hataya yol açar mı?

16-5 44 kPa basınç, 245.9 K sıcaklık ve 470 m/s hızla akan havanın durma sıcaklığını ve durma basıncını hesaplayın.
Çözüm: 355.8 K, 160.3 kPa

16-6 300 K sıcaklıktaki hava bir kanalda (*a*) 1, (*b*) 10, (*c*) 100, (*d*) 1000 m/s hızla akmaktadır. Akış içine yerleştirilen sabit bir sıcaklık duyargasının okuyacağı sıcaklığı her şık için belirleyin.

16-7 Bir kanalda akan aşağıdaki maddeler ve akış koşulları için durma sıcaklığını ve durma basıncını belirleyin: (*a*) 0.15 MPa basınç, 50 °C sıcaklık ve 300 m/s hızda helyum, (*b*) 0.15 MPa basınç, 50 °C sıcaklık ve 300 m/s hızda azot, (*c*) 2.0 MPa basınç, 350 °C sıcaklık ve 480 m/s hızda su buharı.

16-8 Hava bir kompresöre 100 kPa durma basıncında ve 27 °C durma sıcaklığında girmekte, 900 kPa durma basıncına sıkıştırılmaktadır. Kompresörden geçen havanın kütle debisi 0.02 kg/s'dir. Sıkıştırma işleminin izantropik olduğunu kabul ederek, kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü hesaplayın. *Çözüm:* 5.27 kW

16-9 Su buharı bir cihazda 0.8 MPa durma basıncı, 350 °C durma sıcaklığı ve 300 m/s hızla akmaktadır. Verilen halde su buharının statik basıncını ve sıcaklığını hesaplayın.

* Öğrencilerin tüm kavram "K" sorularını çözmeleri önerilir.

16-10 Yanma sonu gazları bir gaz türbinine 1.0 MPa durma basıncı, 600 °C durma sıcaklığıyla girmekte ve 100 kPa durma basıncına genişlemektedir. Yanma sonu gazları için $k = 1.33$ ve $R = 0.287$ kJ/(kg · K) alarak ve genişlemenin izantropik olduğunu kabul ederek, türbinden akan birim kütle için üretilen gücü hesaplayın.

16-11 Hava bir cihazda 0.6 MPa durma basıncı, 400 °C durma sıcaklığı ve 570 m/s hızla akmaktadır. Verilen halde havanın statik basıncını ve sıcaklığını hesaplayın. *Çözüm:* 0.23 MPa, 518.6 K

Ses Hızı ve Mach Sayısı

16-12K Ses nedir? Nasıl üretilir? Bir yerden bir yere nasıl ulaşır?

16-13K Ses dalgaları vakumda yayılabilir mi?

16-14K Ses dalgalarının yayılmasının sabit entropide (izantropik) olduğunu kabul etmek gerçekçi midir?

16-15K Belirli bir ortamdaki ses hızı sabit bir değer midir, yoksa ortamın özelikleriyle birlikte değişir mi?

16-16K Hangi ortamda ses daha hızlı yayılır: (*a*) serin havada mı, (*b*) ılık havada mı?

16-17K Verilen bir sıcaklıkta ses hangi ortamda daha hızlı yayılır: (*a*) hava, (*b*) helyum, (*c*) argon.

16-18K Hangi ortamda ses daha hızlı yayılır, 20 °C sıcaklık ve 1 atmosferdeki havada mı, yoksa 20 °C sıcaklık ve 5 atmosferdeki havada mı?

16-19K Sabit hızda akan bir gazın Mach sayısı sabit kalır mı? Açıklayın.

16-20 (*a*) 300 K, (*b*) 1000 K sıcaklıktaki havada ses hızını hesaplayın. 350 m/s hızla giden bir uçak için Mach sayısını her iki durum için belirleyin.

16-21 Karbon dioksit adyabatik bir lüleye 1200 K sıcaklıkta, 50 m/s hızla girmekte ve 400 K sıcaklıkla çıkmaktadır. Lülenin (*a*) girişinde, (*b*) çıkışında Mach sayısını hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.095, (*b*) 4.41

16-22 Azot sürekli akışlı bir ısı değiştiricisine 150 kPa basınç ve 10 °C sıcaklıkta, 100 m/s hızla girmektedir. Azota ısı değiştiricisinde 80 kJ/kg ısı geçişi olmakta ve azot ısı değiştiricisinden 100 kPa basınçta, 200 m/s hızla çıkmaktadır. Isı değiştiricisinin giriş ve çıkışında azotun Mach sayısını belirleyin.

16-23 1 MPa basınç ve 60 °C sıcaklıktaki soğutucu akışkan-12'de ses hızını hesaplayın.

16-24 Buhar bir lülede 0.8 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta, 300 m/s hızla akmaktadır. Buharın Mach sayısını (*a*) buhar tablolarını kullanarak, (*b*) buharı mükemmel gaz kabul edip k değerini 1.3 alarak hesaplayın. *Çözüm:* (*a*) 0.496, (*b*) 0.491

16-25 Mükemmel bir gazın izantropik hal değişimi için, Pv^k = sabit bağıntısı geçerlidir. Bu bağıntıyı kullanarak ve ses hızının tanımından yararlanarak (16-9 numaralı denklem), mükemmel gaz ortamında ses hızını veren 16-11 numaralı bağıntıyı elde edin.

16-26 Hava izantropik bir hal değişimiyle 1.5 Mpa basınç ve 60 °C sıcaklıktan 0.4 MPa basınca genişlemektedir. Havanın ilk halindeki ses hızının, havanın son halindeki ses hızına oranını hesaplayın. *Çözüm:* 1.21

Bir Boyutlu İzantropik Akış

16-27K Çıkış kesitinde ses hızına ulaşılan yakınsak bir lüle ele alın. Lüleye giriş koşulları sabit kalırken lülenin çıkış kesit alanının küçültüldüğünü düşünün. Lülede akan akışkanın (*a*) lüleden çıkış hızı, (*b*) kütle debisi nasıl değişecektir?

16-28K Başlangıçta sesüstü hıza sahip bir gaz, yakınsak ve adyabatik olan kapalı bir kanala girmektedir. Bunun gaz akışının (*a*) hızını, (*b*) sıcaklığını, (*c*) basıncını, (*d*) yoğunluğunu nasıl etkileyeceğini açıklayın.

16-29K Başlangıçta sesüstü hıza sahip bir gaz, ıraksak ve adyabatik olan kapalı bir kanala girmektedir. Bunun gaz akışının (*a*) hızını, (*b*) sıcaklığını, (*c*) basıncını, (*d*) yoğunluğunu nasıl etkileyeceğini açıklayın.

16-30K Başlangıçta sesaltı hıza sahip bir gaz, yakınsak ve adyabatik olan kapalı bir kanala girmektedir. Bunun gaz akışının (*a*) hızını, (*b*) sıcaklığını, (*c*) basıncını, (*d*) yoğunluğunu nasıl etkileyeceğini açıklayın.

16-31K Başlangıçta sesaltı hıza sahip bir gaz, ıraksak ve adyabatik olan kapalı bir kanala girmektedir. Bunun gaz akışının (*a*) hızını, (*b*) sıcaklığını, (*c*) basıncını, (*d*) yoğunluğunu nasıl etkileyeceğini açıklayın.

16-32K Belirli bir durma sıcaklığı ve durma basıncına sahip olan bir gaz, yakınsak ıraksak bir lülede M = 2'ye, bir başka lülede de M = 3'e ivmelendirilmektedir. Bu iki lülenin boğazlarındaki basınçları karşılaştırın.

16-33K Bir gazı yakınsak bir lülede sesüstü bir hıza ivmelendirmek olası mıdır?

16-34 Hava yakınsak ıraksak bir lüleye 0.8 MPa basınçta ve ihmal edilebilir bir hızda girmektedir. Lülenin boğazında elde edilebilecek en düşük basıncı hesaplayın. *Çözüm:* 423 kPa

16-35 Helyum, yakınsak ıraksak bir lüleye 0.7 MPa basınç ve 800 K sıcaklıkta, 100 m/s hızla girmektedir. Lülenin boğazında elde edilebilecek en düşük sıcaklık ve basıncı hesaplayın.

16-36 (*a*) 200 kPa basınç, 100 °C sıcaklık ve 250 m/s hızda hava için, (*b*) 200 kPa basınç, 40 °C sıcaklık ve 300 m/s hızdaki helyum için, kritik sıcaklık, basınç ve yoğunluğu hesaplayın.

16-37 Başlangıçta 800 kPa basınç, 400 K sıcaklık ve düşük bir hızda olan karbon dioksit, izantropik olarak 0.6 Mach sayısına hızlendirildiğinde sıcaklık ve basıncını hesaplayın. *Çözüm:* 382.6 K, 641 kPa

16-38 200 kPa basınç, 100 °C sıcaklık ve M = 0.8 Mach sayısında hava bir kanalda akmaktadır. Havanın hızını, durma basıncını, durma sıcaklığını ve durma yoğunluğunu hesaplayın.

16-39 Atmosfer sıcaklığının 236.15 K olduğu 8000 m yükseklikte, M = 1.8 Mach sayısında uçmak için tasarlanan bir uçağın kanadının ön kenarında durma sıcaklığını hesaplayın.

Lülelerde İzantropik Akış

16-40K Sabit giriş koşulları olan yakınsak bir lülede sesaltı akışı ele alın. Karşı basıncı kritik basınca düşürmenin, (*a*) çıkış hızı, (*b*) çıkış basıncı, (*c*) lüledeki kütle debisi üzerindeki etkisi ne olacaktır?

16-41K Sabit giriş koşullarının ve çıkışta kritik basıncın olduğu yakınsak bir lülede sesaltı akışı ele alın. Karşı basıncı kritik basıncın iyice altına düşürmenin, (*a*) çıkış hızı, (*b*) çıkış basıncı, (*c*) lüledeki kütle debisi üzerindeki etkisi ne olacaktır?

16-42K Aynı boğaz alanına sahip bir yakınsak bir de yakınsak ıraksak lüle düşünün. Aynı giriş koşullarında, bu iki lüledeki kütle debilerini karşılaştırın.

16-43K Yakınsak bir lülede, belirli giriş koşullarında bir gaz akışı düşünün. Akışkanın lüle çıkışında sahip olabileceği en yüksek hızın ses hızı olduğu ve bu durumda kütle debisinin en yüksek değerini alacağı bilinmektedir. Lüle çıkışında hipersonik hızlara erişmek mümkün olabilseydi, bu durum lüleden akan kütle debisini nasıl etkilerdi?

16-44K M^* parametresiyle Mach sayısı M arasındaki fark nedir?

16-45K Sesüstü bir akışı ıraksak bir yayıcıda yavaşlatmaya çalışırsak ne olur?

16-46K Sesüstü bir akışı yakınsak bir lülede hızlandırmaya çalışırsak ne olur?

16-47K Bir akışkanın yakınsak ıraksak bir lüledeki izantropik akışını düşünün. Akışkan boğazda sesaltı bir hıza sahip olsun. Iraksak bölüm akışkanın, (*a*) hızını, (*b*) basıncını, (*c*) kütle debisini nasıl etkiler?

16-48K Bir akışkanı sesüstü hıza ulaştırmak, lüle boğazında ses hızını gerçekleştirmeden olası mıdır?

16-49 Belirli bir gaz için, birim alanda maksimum kütle debisinin neden sadece $P_0\sqrt{T_0}$'a bağlı olduğunu açıklayın. k ve R değerleri sırasıyla 1.4 ve 0.287 kJ/(kg · K) olan bir mükemmel gaz için, $\dot{m}/A^* = aP_0\sqrt{T_0}$ bağıntısını gerçekleştiren a katsayısının değerini hesaplayın.

16-50 Mükemmel bir gaz için, Mach sayısının 1 olduğu kesitteki ses hızının, durma sıcaklığına göre tanımlanmış ses hızına oranını (C^*/C_0) veren bir bağıntı geliştirin.

16-51 Mükemmel bir gaz, tersinir, adyabatik ve sürekli bir akışla önce yakınsak sonra ıraksak olan bir lüleden geçmektedir. Girişte akış

sesaltı olup, lüledeki en küçük akış kesit alanında Mach sayısı 1'dir. Lüle boyunca basıncın, hızın ve Mach sayısının değişimini çizin.

16-52 16-51 numaralı problemi, lüle girişinde akışın sesüstü olması durumunda çözün.

16-53 Hava bir lüleye 0.2 Mpa basınç ve 350 K sıcaklıkta, 150 m/s hızla girmektedir. Akışın izantropik olduğunu kabul ederek, hava hızının ses hızına eşit olduğu kesitte havanın basıncını ve sıcaklığını hesaplayın. Ayrıca bu kesitin alanının giriş kesitinin alanına oranını bulun. *Çözüm:* 301.0 K, 0.118 MPa, 0.629

16-54 16-53 numaralı problemi, giriş hızının ihmal edilebilir ölçüde küçük olduğunu kabul ederek çözün.

16-55 Hava yakınsak ıraksak bir lüleye 0.8 MPa basınçta, ihmal edilebilecek bir hızla girmektedir. Akışın izantropik olduğunu kabul ederek, lüle çıkışında $M = 1.8$ olmasını sağlayacak karşı basıncı hesaplayın. *Çözüm:* 0.1392 MPa

16-56 Azot yakınsak ıraksak bir lüleye 700 kPa basınç ve 310 K sıcaklıkta, ihmal edilebilecek bir hızla girmektedir. Lüle içindeki kritik hız, basınç, sıcaklık ve yoğunluğu hesaplayın.

16-57 Mükemmel bir gaz ($k = 1.4$), akış alanının 25 cm^2 olduğu kesitte Mach sayısının 2.5 olduğu bir lülede akmaktadır. Akışın izantropik olduğunu kabul ederek, Mach sayısının 1.2 olduğu kesitte akış alanını hesaplayın.

16-58 16-57 numaralı problemi, k değeri 1.2 olan bir mükemmel gaz için çözün.

16-59 900 kPa basınç ve 400 K sıcaklıktaki hava, yakınsak bir lüleye ihmal edilebilecek bir hızla girmektedir. Lülenin boğaz alanı 10 cm^2'dir. Akışın izantropik olduğunu kabul ederek, 0.9 MPa ile 0.1 MPa arasındaki karşı basınçlar için çıkış basıncını, çıkış hızını ve kütle debisini hesaplayarak karşı basınca göre değişimlerini çizin.

16-60 Hava, sesüstü bir rüzgâr tünelinin yakınsak ıraksak lülesine 1 MPa basınç ve 300 K sıcaklıkta, düşük bir hızla girmektedir. Deney bölümünün akış kesit alanı, lülenin çıkış kesit alanı olan 0.15 m^2'ye eşittir. Mach sayısının 2 olması durumunda, deney bölümünde basınç, sıcaklık, hız ve kütle debisini hesaplayın. Bu uygulamada havanın neden çok kuru olması gerektiğini açıklayın.
Çözüm: 0.1278 MPa, 166.7 K, 517.6 m/s, 207.4 kg/s

Lüle Akışında Normal Şok Dalgaları

16-61K Yakınsak ıraksak bir lülenin yakınsak bölümünde şok dalgası oluşabilir mi?

16-62K Fanno eğrisi ve Rayleigh eğrisi üzerindeki haller neyi simgeler? Bu iki eğrinin kesişme noktaları neyi temsil eder?

16-63K Bir akışkanın Mach sayısı şok dalgasından sonra 1 den büyük olabilir mi?

16-64K Normal şok dalgası, akışkanın (*a*) hızını, (*b*) statik sıcaklığını, (*c*) durma sıcaklığını, (*d*) statik basıncını, (*e*) durma basıncını nasıl etkiler?

16-65 Normal şok dalgasından geçen mükemmel bir gaz için V_y/V_x'i, k, M_x ve M_y'yi kullanarak ifade edin.

16-66 Hava sesüstü bir rüzgâr tünelinin yakınsak ıraksak lülesine 1 MPa basınç ve 300 K sıcaklıkta düşük bir hızla girmektedir. Lülenin çıkış kesitinde, $M = 2$'de normal bir şok oluşmaktadır. Şok dalgasından sonra basınç, sıcaklık, Mach sayısı, hız ve durma basıncını hesaplayın. *Çözüm:* 0.5751 MPa, 281.3 K, 0.5774, 194.1 m/s, 0.7209 MPa

16-67 Hava yakınsak ıraksak bir lüleye 2.0 MPa basınç ve 100 °C sıcaklıkta düşük bir hızla girmektedir. Lülenin çıkış kesit alanı, boğaz kesit alanının 3.5 katı olduğuna göre, çıkış kesitinde normal bir şok dalgasının oluşması için karşı basınç ne olmalıdır? *Çözüm:* 0.662 MPa

16-68 16-67 numaralı problemde normal şok dalgasının, akış kesit alanının boğaz kesit alanına oranının iki olduğu bir yerde gerçekleşmesi için karşı basınç ne olmalıdır ?

16-69 Hava bir lülede sürekli olarak akmaktadır. Mach sayısının $M = 2.5$ olduğu yerde akışta normal bir şok dalgası oluşmaktadır. Şok dalgasından önce havanın sıcaklığı ve basıncı 262.15 K ve 61.64 kPa olduğuna göre, şok dalgasından sonra havanın basıncını, sıcaklığını, hızını, Mach sayısını ve durma basıncını hesaplayın. Bu sonuçları aynı koşullarda normal bir şok dalgasından geçen helyum akışı için bulunacak değerlerle karşılaştırın.

16-70 16-69 numaralı problemdeki akış için havanın normal şok dalgasını geçerken uğradığı entropi değişimini hesaplayın.

16-71 Hava akışı, normal bir şok dalgasına 22.6 kPa basınç, 217 K sıcaklık ve 738 m/s hızla girmektedir. Havanın şok dalgasından önceki durma basıncını ve Mach sayısını belirleyin. Ayrıca şok dalgasının ardındaki basınç, sıcaklık, hız, Mach sayısı ve durma basıncını hesaplayın.

16-72 16-71 numaralı problemde, havanın şok dalgasını geçerken uğradığı entropi değişimini hesaplayın. *Çözüm:* 0.200 kJ/(kg · K)

16-73 0.5 ile 1.5 arasındaki şok öncesi Mach sayıları için havanın şok dalgasından geçerken uğradığı entropi değişimini hesaplayın. Normal şok dalgalarının neden $M = 1$'den büyük Mach sayılarında oluşabileceğini açıklayın.

Lüle ve Yayıcı Verimleri

16-74K Bir lülenin verimi mi yoksa hız katsayısı mı daha büyüktür?

16-75K Basınç yükselme katsayısıyla basınç geri kazanma çarpanı arasındaki fark nedir?

16-76 90 kPa basınç ve 260 K sıcaklıktaki atmosferik hava bir uçak motorunun yayıcısına 250 m/s hız ve 15 kg/s debiyle girmektedir. Yayı-

ından çıkış hızı 80 m/s ve yayıcının verimi yüzde 95 olduğuna göre havanın yayıcıdan çıkış sıcaklığını, basıncını ve yayıcının çıkış kesit alanını hesaplayın. *Çözüm:* 287.9 K, 126.1 kPa, 0.123 m^2

16-77 16-76 numaralı problem için basınç yükselme katsayısını ve basınç geri kazanma çarpanını hesaplayın. *Çözüm:* 0.826, 0.981

16-78 54.0 kPa basınç ve 255.7 K sıcaklıktaki hava bir yayıcıya 640 m/s hızla yaklaşmaktadır. Yayıcı girişinde normal bir şok dalgası oluşmaktadır. Şokun ardındaki akış için yayıcı verimi yüzde 90 ve yayıcıdan çıkış hızı 150 m/s olduğuna göre, yayıcıdaki statik basınç yükselmesini hesaplayın.

16-79 Yanma sonu gazları,bir gaz türbininin lülesine tasarım koşulları olan 400 kPa basınç, 1000 K sıcaklık ve 200 m/s hızla girmekte ve 270 kPa basınçta, 3 kg/s debiyle çıkmaktadır. Akışın izantropik olduğunu kabul ederek, lülenin yakınsak mı, yakınsak ıraksak mı olduğunu belirleyin. Ayrıca çıkış hızını ve çıkış kesit alanını hesaplayın. Yanma sonu gazları için $k = 1.34$ ve $C_p = 1.16$ kJ/(kg · K) alın.

16-80 16-79 numaralı problemi, lüle verimini yüzde 95 alarak hesaplayın. Lüle içinde şok dalgaları oluşmadığını kabul edin.

Buhar Lüleleri

16-81K Aşırı doyma nedir? Hangi koşullarda gerçekleşir?

16-82 Su buharı yakınsak bir lüleye, 3.0 MPa basınç, 600 °C sıcaklık ve ihmal edilebilir bir hızla girmekte ve 1.8 MPa basınçta çıkmaktadır. Lülenin çıkış kesit alanı 24 cm^2 olduğuna göre, su buharının lüleden çıkış hızını, kütle debisini ve çıkış Mach sayısını (*a*) akışı izantropik kabul ederek, (*b*) lüle verimini yüzde 90 alarak hesaplayın.
Çözüm: (*a*) 618.2 m/s, 7.49 kg/s, 0.914; (*b*) 586.5 m/s, 7.03 kg/s, 0.863

16-83 Su buharı yakınsak ıraksak bir lüleye 1 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta, düşük bir hızda ve 1.7 kg/s debiyle girmekte, 200 kPa basınçta çıkmaktadır. Lüledeki akışı izantropik kabul ederek, çıkış kesit alanını ve çıkış Mach sayısını hesaplayın. *Çözüm:* 21.4 cm^2, 1.735

16-84 16-83 numaralı problemi lüle verimini yüzde 95 kabul ederek çözün.

Genel Tekrar Problemleri

16-85 250 m/s hızında hava akışının olduğu kapalı bir kanala konan hareketsiz bir sıcaklık duyargasında 85 °C değeri okunmaktadır. Gerçek hava sıcaklığı nedir? *Çözüm:* 53.9 °C

16-86 Azot sürekli akışlı bir ısı değiştiricisine 150 kPa basınç ve 10 °C sıcaklıkta, 100 m/s hızla girmektedir. Azota ısı değiştiricisinde 80 kJ/kg ısı geçişi olmaktadır. Azot ısı değiştiricisinden 100 kPa basınçta, 200 m/s hızla çıktığına göre, giriş ve çıkış hallerinde azotun durma basıncını ve durma sıcaklığını hesaplayın.

16-87 Van der Waals hal denkleminden yararlanarak, ses hızını veren bir bağıntı çıkarın. Bu bağıntıyı kullanarak, 50 °C sıcaklık ve 200

kPa basınçtaki karbon dioksit ortamında ses hızını bulun. Bulduğunuz değeri, mükemmel gaz kabulüyle hesaplanan değerle karşılaştırın. Karbon dioksit için van der Waals sabitleri aşağıda verilmiştir: $a = 364.3$ kPa · $m^6/kmol^2$ ve $b = 0.0427$ $m^3/kmol$.

16-88 16-9 numaralı denklemden yola çıkarak 16-10 numaralı denklemi doğrulayın.

16-89 Mükemmel bir gazın izantropik akışı için, P/P^*, T/T^* ve ρ/ρ^* oranlarını k ve M ile ifade edin.

16-90 16-4, 16-13 ve 16-14 numaralı denklemleri kullanarak, mükemmel bir gazın sürekli akışı sırasında, $dT_0/T = dA/A + (1 - M^2)\, dV/V$ bağıntısının sağlandığını doğrulayın. Isınmanın ve akış alanı değişikliğinin, sürekli akışta bir mükemmel gazın hızı üzerindeki etkilerini (*a*) sesaltı akış, (*b*) sesüstü akış için açıklayın.

16-91 Bir uçak, atmosfer koşullarının 70.109 kPa ve 268.65 K olduğu 3000 m yükseklikte sesaltı hızda uçmaktadır. Durma basıncıyla statik basınç arasındaki farkı ölçen Pitot tüpünde 14 kPa değeri okunmaktadır. Uçağın hızını ve Mach sayısını hesaplayın.
Çözüm: 169.9 m/s, 0.52

16-92 Kütle akış parametresi $\dot{m}\sqrt{RT_0}/(AP_0)$'ın Mach sayısıyla değişimini, $k = 1.2$, 1.4 ve 1.6 için, $0 \le M \le 1$ aralığında hesaplayarak bir grafik halinde gösterin.

16-93 Helyum bir lüleye, 0.8 Mpa basınç, 500 K sıcaklık ve 120 m/s hızla girmektedir. Akışın izantropik olduğunu kabul ederek, hızın ses hızına eşit olduğu kesitte helyumun basınç ve sıcaklığını bulun. Bu kesitte, akış kesit alanının giriş kesit alanına oranını hesaplayın.

16-94 16-93 numaralı problemi, giriş hızının ihmal edilebilir olduğunu kabul ederek çözün.

16-95 0.9 MPa basınç ve 400 K sıcaklıktaki hava yakınsak bir lüleye 180 m/s hızla girmektedir. Lülenin boğaz kesit alanı 10 cm^2'dir. Lüledeki akışın izantropik olduğunu kabul ederek, lüleden geçen kütle debisinin, çıkış hızının, çıkış Mach sayısının ve çıkış basıncı-durma basıncı oranının karşı basınç-durma basıncı oranına göre nasıl değiştiğini hesaplayıp eğrilerle gösterin. Karşı basıncın, $0.9 \ge P_b \ge 0.1$ MPa arasında değiştiğini düşünün.

16-96 6.0 Mpa basınç ve 700 K sıcaklıktaki su buharı yakınsak bir lüleye ihmal edilebilir bir hızla girmektedir. Lülenin boğaz kesit alanı 8 cm^2'dir. Lüledeki akışın izantropik olduğunu kabul ederek, çıkış basıncının, çıkış hızının ve lüleden geçen kütle debisinin karşı basınca göre nasıl değiştiğini hesaplayıp eğrilerle gösterin. Karşı basıncın $6.0 \ge P_b \ge 3.0$ MPa arasında değiştiğini düşünün. Su buharını mükemmel bir gaz kabul edin, $k = 1.3$, $C_p = 1.872$ kJ/(kg · K) ve $R = 0.462$ kJ/(kg · K) alın.

16-97 Bir şok dalgasının ardındaki durma basıncının şok dalgasından önceki statik basınca oranını, özgül ısıların oranı k ve şoktan önceki Mach sayısı M_x ile ifade eden bir bağıntı bulun.

16-98 700 kPa basınç ve 300 K sıcaklıktaki azot yakınsak ıraksak bir lüleye ihmal edilebilir bir hızla girmekte ve Mach sayısının 3 olduğu kesitte normal bir şok dalgasından geçmektedir. Şok dalgasının ardındaki akışta, basıncı, sıcaklığı, hızı, Mach sayısını ve durma basıncını hesaplayın. Bulduğunuz değerleri aynı koşullarda normal şok dalgasından geçen hava için bulunacak değerlerle karşılaştırın.

16-99 Bir uçak, basıncın 41.1 kPa ve sıcaklığın 242. 7 K olduğu 7000 m yükseklikte $M_1 = 0.8$ hızla uçmaktadır. Uçağın motorunun önündeki yayıcının verimi yüzde 92 olup hava yayıcıdan $M_2 = 0.3$ hızla çıkmaktadır. Havanın kütle debisi 50 kg/s olduğuna göre, yayıcıdaki statik basınç artışını ve yayıcının çıkış kesit alanını hesaplayın.

16-100 Helyum, düşük hızla girdiği bir lülede 1 MPa basınç ve 500 K sıcaklıktan 0.1 MPa basınca genişlemektedir. Helyumun kütle debisi 0.1 kg/s olduğuna göre, boğaz ve çıkış kesit alanlarını hesaplayın. Çözümlemeyi, (*a*) akışın izantropik olduğunu, (*b*) lüle veriminin yüzde 97 olduğunu kabul ederek yapın. Bu lüle neden yakınsak ıraksak olmak zorundadır? *Çözüm:* (*a*) 1.40 cm^2, 2.34 cm^2; (*b*) 1.44 cm^2, 4.49 cm^2

16-101 Islak su buharı, yakınsak ıraksak bir lüleye 3.0 MPa basınç, yüzde 5 nemde (yüzde 95 kuruluk derecesi) düşük bir hızla girmekte ve 1.2 MPa basınca genişlemektedir. Lüle çıkış kesit alanı 24 cm^2 olduğuna göre, boğaz kesit alanını, su buharının çıkış hızını, kütle debisini ve çıkış Mach sayısını hesaplayın. Hesaplamayı, (*a*) lüledeki akışın izantropik olduğunu kabul ederek, (*b*) lüle verimini yüzde 90 alarak yapın.

Bilgisayar, Tasarım ve Araştırma Problemleri

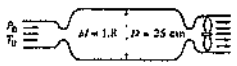
16-102 Durma basıncı 1400 kPa, durma sıcaklığı 200 °C olan hava 3 kg/s debiyle yakınsak ıraksak bir lüleye girmektedir. Lülenin biçimini (değişik kesitlerdeki akış alanını) bir bilgisayar programı yazarak belirleyin. Hesapları lüledeki basıncın her adımda 50 KPa azaldığı bir çevrim içinde gerçekleştirin. Lüleyi bir ölçeğe göre çizin. Ayrıca lüle boyunca Mach sayısının değişimini hesaplayın ve bir grafik üzerinde gösterin.

16-103 Tablo A-34'te verilen bağıntıları kullanarak, k değeri 1.67 olan mükemmel bir gaz için, bir boyutlu sıkıştırılabilir akış fonksiyonlarını hesaplayan bir bilgisayar programı yazın.

16-104 Tablo A-35'te verilen bağıntıları kullanarak, k değeri 1.67 olan mükemmel bir gaz için, bir boyutlu normal şok fonksiyonlarını hesaplayan bir bilgisayar programı yazın.

16-105 Karışanların mol oranlarının bilindiği iki gazdan oluşan bir mükemmel gaz karışımı için, durma sıcaklığı ve basıncı verildiğinde kritik sıcaklık, basınç ve yoğunluğu hesaplayan bir bilgisayar programı yazın.

16-106 Üniversitenizde sesüstü bir rüzgâr tüneli bulunup bulunmadığını araştırın. Eğer varsa, rüzgâr tünelinin boyutlarını ve çalışma sırasında birkaç kesitte ölçülen sıcaklık, basınç ve Mach sayılarını öğrenin. Rüzgâr tüneli hangi deneyler için kullanılmaktadır?

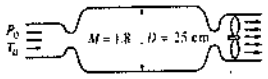


ŞEKİL 16-108

16-107 Bir termometreye ve gaz ortamlarda ses hızını ölçebilen bir cihaza sahip olduğunuzu düşünün. Helyum ve havadan oluşan bir gaz karışımında helyumun mol oranını nasıl belirleyebileceğinizi açıklayın.

16-108 1 metre uzunluğunda ve 1.8 Mach sayısında çalışan, silindirik kesitli bir rüzgâr tüneli tasarlayın. Atmosferik hava, rüzgâr tüneline yakınsak ıraksak bir lüleden geçerek girmekte ve sesüstü hıza ulaşmaktadır. Hava tünel çıkışında, yakınsak ıraksak bir yayıcıya girmekte ve hızı çok düşük bir düzeye indirilmektedir. Yayıcıdan çıkan hava fan bölümüne girmektedir. Tersinmezlikleri gözardı edin. Sürekli akış koşullarında, birkaç kesitte sıcaklık ve basıncı, ayrıca havanın kütle debisini hesaplayın. Havanın bir rüzgâr tüneline girmeden önce neminin alınması neden gereklidir?

16-107 Bir termometreye ve gaz ortamlarda ses hızını ölçebilen bir cihaza sahip olduğunuzu düşünün. Helyum ve havadan oluşan bir gaz karışımında helyumun mol oranını nasıl belirleyebileceğinizi açıklayın.



ŞEKİL 16-108

16-108 1 metre uzunluğunda ve 1.8 Mach sayısında çalışan, silindirik kesitli bir rüzgâr tüneli tasarlayın. Atmosferik hava, rüzgâr tüneline yakınsak ıraksak bir lüleden geçerek girmekte ve sesüstü hıza ulaşmaktadır. Hava tünel çıkışında, yakınsak ıraksak bir yayıcıya girmekte ve hızı çok düşük bir düzeye indirilmektedir. Yayıcıdan çıkan hava fan bölümüne girmektedir. Tersinmezlikleri gözardı edin. Sürekli akış koşullarında, birkaç kesitte sıcaklık ve basıncı, ayrıca havanın kütle debisini hesaplayın. Havanın bir rüzgâr tüneline girmeden önce neminin alınması neden gereklidir?

Özelik Tablo, Şekil ve Diyagramları (SI Birimleri)

EK

Not: İzleyen tablolarda, nokta (.) ondalık basamağını, virgül (,) ise binler basamağını ayırmak için kullanılmıştır.

TABLO A-1

Mol kütlesi, gaz sabiti ve kritik nokta özelikleri

Madde	Kimyasal formülü	Mol kütlesi kg/kmol	R kJ/(kg · K)*	Sıcaklık K	Basınç MPa	Hacim m^3/kmol
Amonyak	NH_3	17.03	0.4882	405.5	11.28	0.0724
Argon	Ar	39.948	0.2081	151	4.86	0.0749
Bromür	Br_2	159.808	0.0520	584	10.34	0.1355
Karbon dioksit	CO_2	44.01	0.1889	304.2	7.39	0.0943
Karbon monoksit	CO	28.011	0.2968	133	3.50	0.0930
Klor	Cl_2	70.906	0.1173	417	7.71	0.1242
Deuteryum	D_2	4.00	2.0785	38.4	1.66	—
Helyum	He	4.003	2.0769	5.3	0.23	0.0578
Hidrojen	H_2	2.016	4.1240	33.3	1.30	0.0649
Kripton	Kr	83.80	0.09921	209.4	5.50	0.0924
Neon	Ne	20.183	0.4119	44.5	2.73	0.0417
Azot	N_2	28.013	0.2968	126.2	3.39	0.0899
Azot oksit	N_2O	44.013	0.1889	309.7	7.27	0.0961
Oksijen	O_2	31.999	0.2598	154.8	5.08	0.0780
Kükürt dioksit	SO_2	64.063	0.1298	430.7	7.88	0.1217
Su	H_2O	18.015	0.4615	647.3	22.09	0.0568
Zenon	Xe	131.30	0.06332	289.8	5.88	0.1186
Benzen	C_6H_6	78.115	0.1064	562	4.92	0.2603
n-Bütan	C_4H_{10}	58.124	0.1430	425.2	3.80	0.2547
Karbon tetraklorür	CCl_4	153.82	0.05405	556.4	4.56	0.2759
Kloroform	$CHCl_3$	119.38	0.06964	536.6	5.47	0.2403
Diklordiflormetan (SA-12)	CCl_2F_2	120.91	0.06876	384.7	4.01	0.2179
Diklorflormetan	$CHCl_2F$	102.92	0.08078	451.7	5.17	0.1973
Etan	C_2H_6	30.070	0.2765	305.5	4.88	0.1480
Etil alkol	C_2H_5OH	46.07	0.1805	516	6.38	0.1673
Etilen	C_2H_4	28.054	0.2964	282.4	5.12	0.1242
n-Heksan	C_6H_{14}	86.178	0.09647	507.9	3.03	0.3677
Metan	CH_4	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993
Metil alkol	CH_3OH	32.042	0.2595	513.2	7.95	0.1180
Metil klorür	CH_3Cl	50.488	0.1647	416.3	6.68	0.1430
Propan	C_3H_8	44.097	0.1885	370	4.26	0.1998
Propen	C_3H_6	42.081	0.1976	365	4.62	0.1810
Propin	C_3H_4	40.065	0.2075	401	5.35	—
Triklorflormetan	CCl_3F	137.37	0.06052	471.2	4.38	0.2478
Hava	—	28.97	0.2870	—	—	—

* kJ/(kg · K) birimi kPa · m^3/(kg · K) birimiyle eşdeğerdir. Gaz sabiti $R = R_u/M$ bağıntısından hesaplanmış olup R_u = 8.314 kJ/(kmol · K) ve M, mol kütlesidir.

Kaynak: Gordon J. Van Wylen ve Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, İngilizce/SI 3. düzenleme, Wiley, New York, 1986, s. 685, Tablo A.6SI. İlk yayımlandığı kaynak: K. A. Kobe ve R. E. Lynn Jr., *Chemical Review*, cilt 52, s. 117-236, 1953.

TABLO A-2

Bazı bilinen gazların mükemmel gaz özgül ısıları

(a) 300 K sıcaklıkta

Gaz	Kimyasal formülü	Gaz sabiti R kJ/(kg · K)	C_{p0} kJ/(kg · K)	C_{v0} kJ/(kg · K)	k
Hava	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argon	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Bütan	C_4H_{10}	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Karbon dioksit	CO_2	0.1889	0.846	0.657	1.289
Karbon monoksit	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Etan	C_2H_6	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Etilen	C_2H_4	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helyum	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hidrojen	H_2	4.1240	14.307	10.183	1.405
Metan	CH_4	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Neon	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Azot	N_2	0.2968	1.039	0.743	1.400
Oktan	C_8H_{18}	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oksijen	O_2	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propan	C_3H_8	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Su Buharı	H_2O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Kaynak: Gordon J. Van Wylen ve Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, İngilizce/SI 3. düzenleme, Wiley, New York, 1986, s. 687, Tablo A.8SI.

(*b*) Değişik sıcaklıklarda

Sıcaklık K	C_{p_0} kJ/(kg·K)	C_{v_0} kJ/(kg·K)	k	C_{p_0} kJ/(kg·K)	C_{v_0} kJ/(kg·K)	k	C_{p_0} kJ/(kg·K)	C_{v_0} kJ/(kg·K)	k
	Hava			Karbon dioksit, CO_2			Karbon monoksit, CO		
250	1.003	0.716	1.401	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400
300	1.005	0.718	1.400	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399
350	1.008	0.721	1.398	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398
400	1.013	0.726	1.395	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.395
450	1.020	0.733	1.391	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392
500	1.029	0.742	1.387	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387
550	1.040	0.753	1.381	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376
650	1.063	0.776	1.370	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370
700	1.075	0.786	1.364	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364
750	1.087	0.800	1.359	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358
800	1.099	0.812	1.354	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353
900	1.121	0.834	1.344	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343
1000	1.142	0.855	1.336	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335
	Hidrojen, H_2			Azot, N_2			Oksijen, O_2		
250	14.051	9.927	1.416	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398
300	14.307	10.183	1.405	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.395
350	14.427	10.302	1.400	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389
400	14.476	10.352	1.398	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382
450	14.501	10.377	1.398	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373
500	14.513	10.389	1.397	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365
550	14.530	10.405	1.396	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358
600	14.546	10.422	1.396	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350
650	14.571	10.447	1.395	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343
700	14.604	10.480	1.394	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337
750	14.645	10.521	1.392	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332
800	14.695	10.570	1.390	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327
900	14.822	10.698	1.385	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319
1000	14.983	10.859	1.380	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313

Kaynak: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. düzenleme, McGraw-Hill, New York, 1983, s. 783, Tablo A-4M. İlk yayımlandığı kaynak: *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Bülten No. 564, 1955.

(*c*) Sıcaklığın fonksiyonu olarak

$$\bar{c}_{p_0} = a + bT + cT^2 + dT^3$$

[T, K ve $\bar{c}_{p_0}$, kJ/(kmol · K) birimlerinde]

Madde	Kimyasal formülü	a	b	c	d	Sıcaklık aralığı K	% hata En yüksek	Ort.
Azot	N_2	28.90	-0.1571×10^{-2}	0.8081×10^{-5}	-2.873×10^{-9}	273-1800	0.59	0.34
Oksijen	O_2	25.48	1.520×10^{-2}	-0.7155×10^{-5}	1.312×10^{-9}	273-1800	1.19	0.28
Hava		28.11	0.1967×10^{-2}	0.4802×10^{-5}	-1.966×10^{-9}	273-1800	0.72	0.33
Hidrojen	H_2	29.11	-0.1916×10^{-2}	0.4003×10^{-5}	-0.8704×10^{-9}	273-1800	1.01	0.26
Karbon monoksit	CO	28.16	0.1675×10^{-2}	0.5372×10^{-5}	-2.222×10^{-9}	273-1800	0.89	0.37
Karbon dioksit	CO_2	22.26	5.981×10^{-2}	-3.501×10^{-5}	7.469×10^{-9}	273-1800	0.67	0.22
Su buharı	H_2O	32.24	0.1923×10^{-2}	1.055×10^{-5}	-3.595×10^{-9}	273-1800	0.53	0.24
Azot oksit	NO	29.34	-0.09395×10^{-2}	0.9747×10^{-5}	-4.187×10^{-9}	273-1500	0.97	0.36
Azot oksit	N_2O	24.11	5.8632×10^{-2}	-3.562×10^{-5}	10.58×10^{-9}	273-1500	0.59	0.26
Azot dioksit	NO_2	22.9	5.715×10^{-2}	-3.52×10^{-5}	7.87×10^{-9}	273-1500	0.46	0.18
Amonyak	NH_3	27.568	2.5630×10^{-2}	0.99072×10^{-5}	-6.6909×10^{-9}	273-1500	0.91	0.36
Kükürt	S_2	27.21	2.218×10^{-2}	-1.628×10^{-5}	3.986×10^{-9}	273-1800	0.99	0.38
Kükürt dioksit	SO_2	25.78	5.795×10^{-2}	-3.812×10^{-5}	8.612×10^{-9}	273-1800	0.45	0.24
Kükürt trioksit	SO_3	16.40	14.58×10^{-2}	-11.20×10^{-5}	32.42×10^{-9}	273-1300	0.29	0.13
Asetilen	C_2H_2	21.8	9.2143×10^{-2}	-6.527×10^{-5}	18.21×10^{-9}	273-1500	1.46	0.59
Benzen	C_6H_6	−36.22	48.475×10^{-2}	-31.57×10^{-5}	77.62×10^{-9}	273-1500	0.34	0.20
Metanol	CH_4O	19.0	9.152×10^{-2}	-1.22×10^{-5}	-8.039×10^{-9}	273-1000	0.18	0.08
Etanol	C_2H_6O	19.9	20.96×10^{-2}	-10.38×10^{-5}	20.05×10^{-9}	273-1500	0.40	0.22
Hidrojen klorür	HCl	30.33	-0.7620×10^{-2}	1.327×10^{-5}	-4.338×10^{-9}	273-1500	0.22	0.08
Metan	CH_4	19.89	5.024×10^{-2}	1.269×10^{-5}	-11.01×10^{-9}	273-1500	1.33	0.57
Etan	C_2H_6	6.900	17.27×10^{-2}	-6.406×10^{-5}	7.285×10^{-9}	273-1500	0.83	0.28
Propan	C_3H_8	−4.04	30.48×10^{-2}	-15.72×10^{-5}	31.74×10^{-9}	273-1500	0.40	0.12
n-Bütan	C_4H_{10}	3.96	37.15×10^{-2}	-18.34×10^{-5}	35.00×10^{-9}	273-1500	0.54	0.24
i-Bütan	C_4H_{10}	−7.913	41.60×10^{-2}	-23.01×10^{-5}	49.91×10^{-9}	273-1500	0.25	0.13
n-Pentan	C_5H_{12}	6.774	45.43×10^{-2}	-22.46×10^{-5}	42.29×10^{-9}	273-1500	0.56	0.21
n-Heksan	C_6H_{14}	6.938	55.22×10^{-2}	-28.65×10^{-5}	57.69×10^{-9}	273-1500	0.72	0.20
Etilen	C_2H_4	3.95	15.64×10^{-2}	-8.344×10^{-5}	17.67×10^{-9}	273-1500	0.54	0.13
Propilen	C_3H_6	3.15	23.83×10^{-2}	-12.18×10^{-5}	24.62×10^{-9}	273-1500	0.73	0.17

Kaynak: B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J., 1984. İzin alınarak kullanılmıştır.

TABLO A-3
Bazı bilinen katı ve sıvıların özgül ısıları
(*a*) 25°C sıcaklıkta

Katı	C_p kJ/(kg · K)	ρ kg/m³
Alüminyum	0.900	2,700
Bakır	0.386	8,900
Granit	1.017	2,700
Grafit	0.711	2,500
Demir	0.450	7,840
Kurşun	0.128	11,310
Lastik (yumuşak)	1.840	1,100
Gümüş	0.235	10,470
Kalay	0.217	5,730
Tahta (genel)	1.760	350–700

Sıvı	C_p kJ/(kg · K)	ρ kg/m³
Amonyak	4.800	602
Etanol	2.456	783
Soğutucu akışkan-12	0.977	1,310
Civa	0.139	13,560
Metanol	2.550	787
Yağ (hafif)	1.800	910
Su	4.184	997

Kaynak: Gordon J. Van Wylen ve Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, İngilizce/SI 3. düzenleme, Wiley, New York, 1986, s. 686, Tablo A-7SI.

TABLO A-3
(Devam)

(*b*) Değişik sıcaklıklarda

Katılar

Madde	Sıcaklık	C_p kJ/(kg · K)	Madde	Sıcaklık	C_p kJ/(kg · K)
Buz	200 K	1.56	Gümüş	20°C	0.233
	220 K	1.71		200°C	0.243
	240 K	1.86	Kurşun	−173°C	0.118
	260 K	2.01		−50°C	0.126
	270 K	2.08		27°C	0.129
	273 K	2.11		100°C	0.131
Alüminyum	200 K	0.797		200°C	0.136
	250 K	0.859	Bakır	−173°C	0.254
	300 K	0.902		−100°C	0.342
	350 K	0.929		−50°C	0.367
	400 K	0.949		0°C	0.381
	450 K	0.973		27°C	0.386
	500 K	0.997		100°C	0.393
Demir	20°C	0.448		200°C	0.403

Sıvılar

Madde	Hal	C_p kJ/(kg · K)	Madde	Hal	C_p kJ/(kg · K)
Su	1 atm, 273 K	4.217	Benzen	1 atm, 15°C	1.80
	1 atm, 280 K	4.198		1 atm, 65°C	1.92
	1 atm, 300 K	4.179	Gliserin	1 atm, 10°C	2.32
	1 atm, 320 K	4.180		1 atm, 50°C	2.58
	1 atm, 340 K	4.188	Civa	1 atm, 10°C	0.138
	1 atm, 360 K	4.203		1 atm, 315°C	0.134
	1 atm, 373 K	4.218	Sodyum	1 atm, 95°C	1.38
Amonyak	Doy., −20°C	4.52		1 atm, 540°C	1.26
	Doy., 50°C	5.10	Propan	1 atm, 0°C	2.41
Soğutucu akışkan-12	Doy., −40°C	0.883	Bizmut	1 atm, 425°C	0.144
	Doy., −20°C	0.908		1 atm, 760°C	0.164
	Doy., 50°C	1.02	Etil alkol	1 atm, 25°C	2.43

Kaynak: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. düzenleme, McGraw-Hill, New York, 1983, s. 813, Tablo A-19M'den alınmıştır.

TABLO A-4

Doymuş su - Sıcaklık tablosu

Sıcak. °C T_{doyma}	Doyma basıncı kPa P	Özgül hacim m³/kg Doymuş sıvı v_f	Özgül hacim m³/kg Doymuş buhar v_g	İç enerji kJ/kg Doymuş sıvı u_f	İç enerji kJ/kg u_{fg}	İç enerji kJ/kg Doymuş buhar u_g	Entalpi kJ/kg Doymuş sıvı h_f	Entalpi kJ/kg h_{fg}	Entalpi kJ/kg Doymuş buhar h_g	Entropi kJ/(kg · K) Doymuş sıvı s_f	Entropi kJ/(kg · K) s_{fg}	Entropi kJ/(kg · K) Doymuş buhar s_g
0.01	0.6113	0.001 000	206.14	0.0	2375.3	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.000	9.1562	9.1562
5	0.8721	0.001 000	147.12	20.97	2361.3	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	8.9496	9.0257
10	1.2276	0.001 000	106.38	42.00	2347.2	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.7498	8.9008
15	1.7051	0.001 001	77.93	62.99	2333.1	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.5569	8.7814
20	2.339	0.001 002	57.79	83.95	2319.0	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.3706	8.6672
25	3.169	0.001 003	43.36	104.88	2304.9	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.1905	8.5580
30	4.246	0.001 004	32.89	125.78	2290.8	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.0164	8.4533
35	5.628	0.001 006	25.22	146.67	2276.7	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	7.8478	8.3531
40	7.384	0.001 008	19.52	167.56	2262.6	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	7.6845	8.2570
45	9.593	0.001 010	15.26	188.44	2248.4	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	7.5261	8.1648
50	12.349	0.001 012	12.03	209.32	2234.2	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	0.7038	7.3725	8.0763
55	15.758	0.001 015	9.568	230.21	2219.9	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	0.7679	7.2234	7.9913
60	19.940	0.001 017	7.671	251.11	2205.5	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	0.8312	7.0784	7.9096
65	25.03	0.001 020	6.197	272.02	2191.1	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	0.8935	6.9375	7.8310
70	31.19	0.001 023	5.042	292.95	2176.6	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	0.9549	6.8004	7.7553
75	38.58	0.001 026	4.131	313.90	2162.0	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	6.6669	7.6824
80	47.39	0.001 029	3.407	334.86	2147.4	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	6.5369	7.6122
85	57.83	0.001 033	2.828	355.84	2132.6	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	6.4102	7.5445
90	70.14	0.001 036	2 361	376.85	2117.7	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	6.2866	7.4791
95	84 55	0.001 040	1.982	397.88	2102.7	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	6.1659	7.4159
	Doyma basıncı MPa											
100	0.101 35	0.001 044	1.6729	418.94	2087.6	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	6.0480	7.3549
105	0.120 82	0.001 048	1.4194	440.02	2072.3	2512.4	440.15	2243.7	2683.8	1.3630	5.9328	7.2958
110	0.143 27	0.001 052	1.2102	461.14	2057.0	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	5.8202	7.2387
115	0.169 06	0.001 056	1.0366	482.30	2041.4	2523.7	482.48	2216.5	2699.0	1.4734	5.7100	7.1833
120	0.198 53	0.001 060	0.8919	503.50	2025.8	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	5.6020	7.1296
125	0.2321	0.001 065	0.7706	524.74	2009.9	2534.6	524.99	2188.5	2713.5	1.5813	5.4962	7.0775
130	0.2701	0.001 070	0.6685	546.02	1993.9	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	5.3925	7.0269
135	0.3130	0.001 075	0.5822	567.35	1977.7	2545.0	567.69	2159.6	2727.3	1.6870	5.2907	6.9777
140	0.3613	0.001 080	0.5089	588.74	1961.3	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	5.1908	6.9299
145	0.4154	0.001 085	0.4463	610.18	1944.7	2554.9	610.63	2129.6	2740.3	1.7907	5.0926	6.8833
150	0.4758	0.001 091	0.3928	631.68	1927.9	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	4.9960	6.8379
155	0 5431	0.001 096	0.3468	653.24	1910.8	2564.1	653.84	2098.6	2752.4	1.8925	4.9010	6.7935
160	0 6178	0 001 102	0.3071	674.87	1893.5	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	4.8075	6.7502
165	0 7005	0.001 108	0.2727	696.56	1876.0	2572.5	697.34	2066.2	2763.5	1.9925	4.7153	6.7078
170	0 7917	0.001 114	0.2428	718.33	1858.1	2576.5	719.21	2049 5	2768.7	2.0419	4.6244	6.6663
175	0 8920	0.001 121	0.2168	740.17	1840.0	2580.2	741.17	2032.4	2773.6	2.0909	4.5347	6.6256
180	1 0021	0.001 127	0.194 05	762.09	1821.6	2583.7	763.22	2015.0	2778.2	2 1396	4.4461	6.5857
185	1 1227	0.001 134	0.174 09	784.10	1802.9	2587.0	785.37	1997.1	2782.4	2.1879	4.3586	6.5465
190	1.2544	0.001 141	0.156 54	806.19	1783.8	2590.0	807.62	1978.8	2786.4	2.2359	4.2720	6.5079
195	1.3978	0.001 149	0.141 05	828.37	1764.4	2592.8	829.98	1960.0	2790.0	2.2835	4.1863	6.4698

TABLO A-4

(Devam)

Sıcak. °C T	Doyma basıncı MPa P_{doyma}	Özgül hacim m³/kg Doymuş sıvı v_f	Özgül hacim m³/kg Doymuş buhar v_g	İç enerji kJ/kg Doymuş sıvı u_f	İç enerji kJ/kg u_{fg}	İç enerji kJ/kg Doymuş buhar u_g	Entalpi kJ/kg Doymuş sıvı h_f	Entalpi kJ/kg h_{fg}	Entalpi kJ/kg Doymuş buhar h_g	Entropi kJ/(kg · K) Doymuş sıvı s_f	Entropi kJ/(kg · K) s_{fg}	Entropi kJ/(kg · K) Doymuş buhar s_g
200	1.5536	0.001 157	0.127 36	850.65	1744.7	2595.3	852.45	1940.7	2793.2	2.3309	4.1014	6.4323
205	1.7230	0.001 164	0.115 21	873.04	1724.5	2597.5	875.04	1921.0	2796.0	2.3780	4.0172	6.3952
210	1.9062	0.001 173	0.104 41	895.53	1703.9	2599.5	897.76	1900.7	2798.5	2.4246	3.9337	6.3585
215	2.104	0.001 181	0.094 79	918.14	1682.9	2601.1	920.62	1879.9	2800.5	2.4714	3.8507	6.3221
220	2.318	0.001 190	0.086 19	940.87	1661.5	2602.4	943.62	1858.5	2802.1	2.5178	3.7683	6.2861
225	2.548	0.001 199	0.078 49	963.73	1639.6	2603.3	966.78	1836.5	2803.3	2.5639	3.6863	6.2503
230	2.795	0.001 209	0.071 58	986.74	1617.2	2603.9	990.12	1813.8	2804.0	2.6099	3.6047	6.2146
235	3.060	0.001 219	0.065 37	1009.89	1594.2	2604.1	1013.62	1790.5	2804.2	2.6556	3.5233	6.1791
240	3.344	0.001 229	0.059 76	1033.21	1570.8	2604.0	1037.32	1766.5	2803.8	2.7015	3.4422	6.1437
245	3.648	0.001 240	0.054 71	1056.71	1546.7	2603.4	1061.23	1741.7	2803.0	2.7472	3.3612	6.1083
250	3.973	0.001 251	0.050 13	1080.39	1522.0	2602.4	1085.36	1716.2	2801.5	2.7927	3.2802	6.0730
255	4.319	0.001 263	0.045 98	1104.28	1596.7	2600.9	1109.73	1689.8	2799.5	2.8383	3 1992	6.0375
260	4.688	0.001 276	0.042 21	1128.39	1470.6	2599.0	1134.37	1662.5	2796.9	2.8838	3.1181	6.0019
265	5.081	0.001 289	0.038 77	1152.74	1443.9	2596.6	1159.28	1634.4	2793.6	2.9294	3.0368	5.9662
270	5.499	0.001 302	0.035 64	1177.36	1416.3	2593.7	1184.51	1605.2	2789.7	2.9751	2.9551	5.9301
275	5.942	0.001 317	0.032 79	1202.25	1387.9	2590.2	1210.07	1574.9	2785.0	3.0208	2.8730	5.8938
280	6.412	0.001 332	0.030 17	1227.46	1358.7	2586.1	1235.99	1543.6	2779.6	3.0668	2.7903	5.8571
285	6.909	0.001 348	0.027 77	1253.00	1328.4	2581.4	1262.31	1511.0	2773.3	3.1130	2.7070	5.8199
290	7.436	0.001 366	0.025 57	1278.92	1297.1	2576.0	1289.07	1477.1	2766.2	3.1594	2.6227	5.7821
295	7.993	0.001 384	0.023 54	1305.2	1264.7	2569.9	1316.3	1441.8	2758.1	3.2062	2.5375	5.7437
300	8.581	0.001 404	0.021 67	1332.0	1231.0	2563.0	1344.0	1404.9	2749.0	3.2534	2.4511	5.7045
305	9.202	0.001 425	0.019 948	1359.3	1195.9	2555.2	1372.4	1366.4	2738.7	3.3010	2.3633	5.6643
310	9.856	0.001 447	0.018 350	1387.1	1159.4	2546.4	1401.3	1326.0	2727.3	3 3493	2.2737	5.6230
315	10.547	0.001 472	0.016 867	1415.5	1121.1	2536.6	1431.0	1283.5	2714.5	3.3982	2.1821	5.5804
320	11.274	0.001 499	0.015 488	1444.6	1080.9	2525.5	1461.5	1238.6	2700.1	3.4480	2.0882	5.5362
330	12.845	0.001 561	0.012 996	1505.3	993.7	2498.9	1525.3	1140.6	2665.9	3.5507	1.8909	5.4417
340	14.586	0.001 638	0.010 797	1570.3	894.3	2464.6	1594.2	1027.9	2622.0	3.6594	1.6763	5.3357
350	16.513	0.001 740	0.008 813	1641.9	776.6	2418.4	1670.6	893.4	2563.9	3.7777	1.4335	5.2112
360	18.651	0.001 893	0.006 945	1725.2	626.3	2351.5	1760.5	720.3	2481.0	3.9147	1.1379	5.0526
370	21.03	0.002 213	0.004 925	1844.0	384.5	2228.5	1890.5	441.6	2332.1	4.1106	0.6865	4.7971
374.14	22.09	0.003 155	0.003 155	2029.6	0	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	0	4.4298

Kaynak: A4 ile A8 arasındaki tablolar, Gordon J. Van Wylen ve Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, İngilizce/SI 3. düzenleme, Wiley, New York, 1986, s. 635-651'den alınmıştır. Bu tablolar ilk olarak, Joseph H. Keenan, Frederick G. Keyes, Philip G. Hill ve Joan G. Moore, *Steam Tables*, SI Birimleri, Wiley, New York, 1978 adlı yayında yer almıştır.

TABLO A-5

Doymuş su – Basınç tablosu

Basınç kPa P	Doyma sıcak. °C T_{doyma}	Özgül hacim m³/kg: Doymuş sıvı v_f	Özgül hacim m³/kg: Doymuş buhar v_g	İç enerji kJ/kg: Doymuş sıvı u_f	İç enerji kJ/kg: u_{fg}	İç enerji kJ/kg: Doymuş buhar u_g	Entalpi kJ/kg: Doymuş sıvı h_f	Entalpi kJ/kg: h_{fg}	Entalpi kJ/kg: Doymuş buhar h_g	Entropi kJ/(kg - K): Doymuş sıvı s_f	Entropi kJ/(kg - K): s_{fg}	Entropi kJ/(kg - K): Doymuş buhar s_g
0.6113	0.01	0.001 000	206.14	0.00	2375.3	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	9.1562
1.0	6.98	0.001 000	129.21	29.30	2355.7	2385.0	29.30	2484.9	2514.2	0.1059	8.8697	8.9756
1.5	13.03	0.001 001	87.98	54.71	2338.6	2393.3	54.71	2470.6	2525.3	0.1957	8.6322	8.8279
2.0	17.50	0.001 001	67.00	73.48	2326.0	2399.5	73.48	2460.0	2533.5	0.2607	8.4629	8.7237
2.5	21.08	0.001 002	54.25	88.48	2315.9	2404.4	88.49	2451.6	2540.0	0.3120	8.3311	8.6432
3.0	24.08	0.001 003	45.67	101.04	2307.5	2408.5	101.05	2444.5	2545.5	0.3545	8.2231	8.5776
4.0	28.96	0.001 004	34.80	121.45	2293.7	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.0520	8.4746
5.0	32.88	0.001 005	28.19	137.81	2282.7	2420.5	137.82	2423.7	2561.5	0.4764	7.9187	8.3951
7.5	40.29	0.001 008	19.24	168.78	2261.7	2430.5	168.79	2406.0	2574.8	0.5764	7.6750	8.2515
10	45.81	0.001 010	14.67	191.82	2246.1	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	7.5009	8.1502
15	53.97	0.001 014	10.02	225.92	2222.8	2448.7	225.94	2373.1	2599.1	0.7549	7.2536	8.0085
20	60.06	0.001 017	7.649	251.38	2205.4	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.0766	7.9085
25	64.97	0.001 020	6.204	271.90	2191.2	2463.1	271.93	2346.3	2618.2	0.8931	6.9383	7.8314
30	69.10	0.001 022	5.229	289.20	2179.2	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	6.8247	7.7686
40	75.87	0.001 027	3.993	317.53	2159.5	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	6.6441	7.6700
50	81.33	0.001 030	3.240	340.44	2143.4	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	6.5029	7.5939
75	91.78	0.001 037	2.217	384.31	2112.4	2496.7	384.39	2278.6	2663.0	1.2130	6.2434	7.4564
Basınç MPa												
0.100	99.63	0.001 043	1.6940	417.36	2088.7	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	6.0568	7.3594
0.125	105.99	0.001 048	1.3749	444.19	2069.3	2513.5	444.32	2241.0	2685.4	1.3740	5.9104	7.2844
0.150	111.37	0.001 053	1.1593	466.94	2052.7	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	5.7897	7.2233
0.200	120.23	0.001 061	0.8857	504.49	2025.0	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	5.5970	7.1271
0.225	124.00	0.001 064	0.7933	520.47	2013.1	2533.6	520.72	2191.3	2712.1	1.5706	5.5173	7.0878
0.250	127.44	0.001 067	0.7187	535.10	2002.1	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	5.4455	7.0527
0.275	130.60	0.001 070	0.6573	548.59	1991.9	2540.5	548.89	2172.4	2721.3	1.6408	5.3801	7.0209
0.300	133.55	0.001 073	0.6058	561.15	1982.4	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	5.3201	6.9919
0.325	136.30	0.001 076	0.5620	572.90	1973.5	2546.4	573.25	2155.8	2729.0	1.7006	5.2646	6.9652
0.350	138.88	0.001 079	0.5243	583.95	1965.0	2548.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	5.2130	6.9405
0.375	141.32	0.001 081	0.4914	594.40	1956.9	2551.3	594.81	2140.8	2735.6	1.7528	5.1647	6.9175
0.40	143.63	0.001 084	0.4625	604.31	1949.3	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	5.1193	6.8959
0.45	147.93	0.001 088	0.4140	622.77	1934.9	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	5.0359	6.8565
0.50	151.86	0.001 093	0.3749	639.68	1921.6	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	4.9606	6.8213
0.55	155.46	0.001 097	0.3427	655.32	1909.2	2564.5	665.93	2097.0	2753.0	1.8973	4.8920	6.7893
0.60	158.85	0.001 101	0.3157	669.90	1897.5	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	4.8288	6.7600
0.65	162.01	0.001 104	0.2927	683.56	1886.5	2570.1	684.28	2076.0	2760.3	1.9627	4.7703	6.7331
0.70	164.97	0.001 108	0.2729	696.44	1876.1	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	4.7158	6.7080
0.75	167.78	0.001 112	0.2556	708.64	1866.1	2574.7	709.47	2057.0	2766.4	2.0200	4.6647	6.6847
0.80	170.43	0.001 115	0.2404	720.22	1856.6	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	4.6166	6.6628
0.85	172.96	0.001 118	0.2270	731.27	1847.4	2578.7	732.22	2039.4	2771.6	2.0710	4.5711	6.6421
0.90	175.38	0.001 121	0.2150	741.83	1838.6	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	4.5280	6.6226
0.95	177.69	0.001 124	0.2042	751.95	1830.2	2582.1	753.02	2023.1	2776.1	2.1172	4.4869	6.6041
1.00	179.91	0.001 127	0.194 44	761.68	1822.0	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	4.4478	6.5865
1.10	184.09	0.001 133	0.177 53	780.09	1806.3	2586.4	781.34	2000.4	2781.7	2.1792	4.3744	6.5536
1.20	187.99	0.001 139	0.163 33	797.29	1791.5	2588.8	798.65	1986.2	2784.8	2.2166	4.3067	6.5233
1.30	191.64	0.001 144	0.151 25	813.44	1777.5	2591.0	814.93	1972.7	2787.6	2.2515	4.2438	6.4953

TABLO A-5

(Devam)

Basınç MPa P	Doyma sıcaklığı °C T_{doyma}	Özgül hacim m³/kg: Doymuş sıvı v_f	Özgül hacim m³/kg: Doymuş buhar v_g	İç enerji kJ/kg: Doymuş sıvı u_f	İç enerji kJ/kg: u_{fg}	İç enerji kJ/kg: Doymuş buhar u_g	Entalpi kJ/kg: Doymuş sıvı h_f	Entalpi kJ/kg: h_{fg}	Entalpi kJ/kg: h_g	Entropi kJ/(kg·K): Doymuş sıvı s_f	Entropi kJ/(kg·K): s_{fg}	Entropi kJ/(kg·K): Doymuş buhar s_g
1.40	195.07	0.001 149	0.140 84	828.70	1764.1	2592.8	830.00	1959.7	2790.0	2.2842	4.1850	6.4693
1.50	198.32	0.001 154	0.131 77	843.16	1751.3	2594.5	844.89	1947.3	2792.2	2.3150	4.1298	6.4448
1.75	205.76	0.001 166	0.113 49	876.46	1721.4	2597.8	878.50	1917.9	2796.4	2.3851	4.0044	6.3896
2.00	212.42	0.001 177	0.099 63	906.44	1693.8	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	3.8935	6.3409
2.25	218.45	0.001 187	0.088 75	933.83	1668.2	2602.0	936.49	1865.2	2801.7	2.5035	3.7937	6.2972
2.5	223.99	0.001 197	0.079 98	959.11	1644.0	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	3.7028	6.2575
3.0	233.90	0.001 217	0.066 68	1004.78	1599.3	2604.1	1008.42	1795.7	2804.2	2.6457	3.5412	6.1869
3.5	242.60	0.001 235	0.057 07	1045.43	1558.3	2603.7	1049.75	1753.7	2803.4	2.7253	3.4000	6.1253
4	250.40	0.001 252	0.049 78	1082.31	1520.0	2602.3	1087.31	1714.1	2801.4	2.7964	3.2737	6.0701
5	263.99	0.001 286	0.039 44	1147.81	1449.3	2597.1	1154.23	1640.1	2794.3	2.9202	3.0532	5.9734
6	275.64	0.001 319	0.032 44	1205.44	1384.3	2589.7	1213.35	1571.0	2784.3	3.0267	2.8625	5.8892
7	285.88	0.001 351	0.027 37	1257.55	1323.0	2580.5	1267.00	1505.1	2772.1	3.1211	2.6922	5.8133
8	295.06	0.001 384	0.023 52	1305.57	1264.2	2569.8	1316.64	1441.3	2758.0	3.2068	2.5364	5.7432
9	303.40	0.001 418	0.020 48	1350.51	1207.3	2557.8	1363.26	1378.9	2742.1	3.2858	2.3915	5.6772
10	311.06	0.001 452	0.018 026	1393.04	1151.4	2544.4	1407.56	1317.1	2724.7	3.3596	2.2544	5.6141
11	318.15	0.001 489	0.015 987	1433.7	1096.0	2529.8	1450.1	1255.5	2705.6	3.4295	2.1233	5.5527
12	324.75	0.001 527	0.014 263	1473.0	1040.7	2513.7	1491.3	1193.6	2684.9	3.4962	1.9962	5.4924
13	330.93	0.001 567	0.012 780	1511.1	985.0	2496.1	1531.5	1130.7	2662.2	3.5606	1.8718	5.4323
14	336.75	0.001 611	0.011 485	1548.6	928.2	2476.8	1571.1	1066.5	2637.6	3.6232	1.7485	5.3717
15	342.24	0.001 658	0.010 337	1585.6	869.8	2455.5	1610.5	1000.0	2610.5	3.6848	1.6249	5.3098
16	347.44	0.001 711	0.009 306	1622.7	809.0	2431.7	1650.1	930.6	2580.8	3.7461	1.4994	5.2455
17	352.37	0.001 770	0.008 364	1660.2	744.8	2405.0	1690.3	856.9	2547.2	3.8079	1.3698	5.1777
18	357.06	0.001 840	0.007 489	1698.9	675.4	2374.3	1732.0	777.1	2509.1	3.8715	1.2329	5.1044
19	361.54	0.001 924	0.006 657	1739.9	598.1	2338.1	1776.5	688.0	2464.5	3.9388	1.0839	5.0226
20	365.81	0.002 036	0.005 834	1785.6	507.5	2293.0	1826.3	583.4	2409.7	4.0139	0.9130	4.9269
21	369.89	0.002 207	0.004 952	1842.1	388.5	2230.6	1888.4	446.2	2334.6	4.1075	0.6936	4.8013
22	373.80	0.002 742	0.003 568	1961.9	125.2	2087.1	2022.2	143.4	2165.6	4.3119	0.2210	4.5327
22.09	374.14	0.003 155	0.003 155	2029.6	0	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	0	4.4298

TABLO A-6
Kızgın su buharı

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)
	P = 0.01 MPa (45.81°C)*				P = 0.05 MPa (81.33°C)				P = 0.10 MPa (99.63°C)			
Doymuş†	14.674	2437.9	2584.7	8.1502	3.240	2483.9	2645.9	7.5939	1.6940	2506.1	2675.5	7.3594
50	14.869	2443.9	2592.6	8.1749								
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4479	3.418	2511.6	2682.5	7.6947	1.6958	2506.7	2676.2	7.3614
150	19.512	2587.9	2783.0	8.6882	3.889	2585.6	2780.1	7.9401	1.9364	2582.8	2776.4	7.6134
200	21.825	2661.3	2879.5	8.9038	4.356	2659.9	2877.7	8.1580	2.172	2658.1	2875.3	7.8343
250	24.136	2736.0	2977.3	9.1002	4.820	2735.0	2976.0	8.3556	2.406	2733.7	2974.3	8.0333
300	26.445	2812.1	3076.5	9.2813	5.284	2811.3	3075.5	8.5373	2.639	2810.4	3074.3	8.2158
400	31.063	2968.9	3279.6	9.6077	6.209	2968.5	3278.9	8.8642	3.103	2967.9	3278.2	8.5435
500	35.679	3132.3	3489.1	9.8978	7.134	3132.0	3488.7	9.1546	3.565	3131.6	3488.1	8.8342
600	40.295	3302.5	3705.4	10.1608	8.057	3302.2	3705.1	9.4178	4.028	3301.9	3704.4	9.0976
700	44.911	3479.6	3928.7	10.4028	8.981	3479.4	3928.5	9.6599	4.490	3479.2	3928.2	9.3398
800	49.526	3663.8	4159.0	10.6281	9.904	3663.6	4158.9	9.8852	4.952	3663.5	4158.6	9.5652
900	54.141	3855.0	4396.4	10.8396	10.828	3854.9	4396.3	10.0967	5.414	3854.8	4396.1	9.7767
1000	58.757	4053.0	4640.6	11.0393	11.751	4052.9	4640.5	10.2964	5.875	4052.8	4640.3	9.9764
1100	63.372	4257.5	4891.2	11.2287	12.674	4257.4	4891.1	10.4859	6.337	4257.3	4891.0	10.1659
1200	67.987	4467.9	5147.8	11.4091	13.597	4467.8	5147.7	10.6662	6.799	4467.7	5147.6	10.3463
1300	72.602	4683.7	5409.7	11.5811	14.521	4683.6	5409.6	10.8382	7.260	4683.5	5409.5	10.5183
	P = 0.20 MPa (120.23°C)				P = 0.30 MPa (133.55°C)				P = 0.40 MPa (143.63°C)			
Doymuş	0.6857	2529.5	2706.7	7.1272	0.6058	2543.6	2725.3	6.9919	0.4625	2553.6	2738.6	6.8959
150	0.7964	2576.9	2768.8	7.2795	0.6339	2570.8	2761.0	7.0778	0.4708	2564.5	2752.8	6.9299
200	1.0803	2654.4	2870.5	7.5066	0.7163	2650.7	2865.6	7.3115	0.5342	2646.8	2860.5	7.1706
250	1.1988	2731.2	2971.0	7.7086	0.7964	2728.7	2967.6	7.5166	0.5951	2726.1	2964.2	7.3789
300	1.3162	2808.6	3071.8	7.8926	0.8753	2806.7	3069.3	7.7022	0.6548	2804.8	3066.8	7.5662
400	1.5493	2966.7	3276.6	8.2218	1.0315	2965.6	3275.0	8.0330	0.7726	2964.4	3273.4	7.8985
500	1.7814	3130.8	3487.1	8.5133	1.1867	3130.0	3486.0	8.3251	0.8893	3129.2	3484.9	8.1913
600	2.013	3301.4	3704.0	8.7770	1.3414	3300.8	3703.2	8.5892	1.0055	3300.2	3702.4	8.4558
700	2.244	3478.8	3927.6	9.0194	1.4957	3478.4	3927.1	8.8319	1.1215	3477.9	3926.5	8.6987
800	2.475	3663.1	4158.2	9.2449	1.6499	3662.9	4157.8	9.0576	1.2372	3662.4	4157.3	8.9244
900	2.705	3854.5	4395.8	9.4566	1.8041	3854.2	4395.4	9.2692	1.3529	3853.9	4395.1	9.1362
1000	2.937	4052.5	4640.0	9.6563	1.9581	4052.3	4639.7	9.4690	1.4685	4052.0	4639.4	9.3360
1100	3.168	4257.0	4890.7	9.8458	2.1121	4256.8	4890.4	9.6585	1.5840	4256.5	4890.2	9.5256
1200	3.399	4467.5	5147.5	10.0262	2.2661	4467.2	5147.1	9.8389	1.6996	4467.0	5146.8	9.7060
1300	3.630	4683.2	5409.3	10.1982	2.4201	4683.0	5409.0	10.0110	1.8151	4682.8	5408.8	9.8780
	P = 0.50 MPa (151.86°C)				P = 0.60 MPa (158.85°C)				P = 0.80 MPa (170.43°C)			
Doymuş	0.3749	2561.2	2748.7	6.8213	0.3157	2567.4	2756.8	6.7600	0.2404	2576.8	2768.1	6.6628
200	0.4249	2642.9	2855.4	7.0592	0.3520	2638.9	2850.1	6.9665	0.2608	2630.6	2839.3	6.8158
250	0.4744	2723.5	2960.7	7.2709	0.3938	2720.9	2957.2	7.1816	0.2931	2715.5	2950.0	7.0384
300	0.5226	2802.9	3064.2	7.4599	0.4344	2801.0	3061.6	7.3724	0.3241	2797.2	3056.5	7.2328
350	0.5701	2882.6	3167.7	7.6329	0.4742	2881.2	3165.7	7.5464	0.3544	2878.2	3161.7	7.4089
400	0.6173	2963.2	3271.9	7.7936	0.5137	2962.1	3270.3	7.7079	0.3843	2959.7	3267.1	7.5716
500	0.7109	3128.4	3483.9	8.0873	0.5920	3127.6	3482.8	8.0021	0.4433	3126.0	3480.6	7.8673
600	0.8041	3299.6	3701.7	7.3522	0.6697	3299.1	3700.9	8.2674	0.5018	3297.9	3699.4	8.1333
700	0.8969	3477.5	3925.9	8.5952	0.7472	3477.0	3925.3	8.5107	0.5601	3476.2	3924.2	8.3770
800	0.9896	3662.1	4156.9	8.8211	0.8245	3661.8	4156.5	8.7367	0.6181	3661.1	4155.6	8.6033
900	1.0822	3853.5	4394.7	9.0329	0.9017	3853.4	4394.4	8.9486	0.6761	3852.8	4393.7	8.8153
1000	1.1747	4051.6	4639.1	9.2328	0.9788	4051.5	4638.8	9.1485	0.7340	4051.0	4638.2	9.0153
1100	1.2672	4256.3	4889.9	9.4224	1.0559	4256.1	4889.6	9.3381	0.7919	4255.6	4889.1	9.2050
1200	1.3596	4466.8	5146.6	9.6029	1.1330	4466.5	5146.3	9.5185	0.8497	4466.1	5145.9	9.3855
1300	1.4521	4682.5	5408.6	9.7749	1.2101	4682.3	5408.3	9.6906	0.9076	4681.8	5407.9	9.5575

* Parantez içinde verilen sıcaklık, belirtilen basınçta doyma sıcaklığıdır.
† Belirtilen basınçta doymuş buharın özelikleri.

TABLO A-6
(*Devam*)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)
	P = 1.00 MPa (179.91°C)				P = 1.20 MPa (187.99°C)				P = 1.40 MPa (195.07°C)			
Doymuş	0.194 44	2583.6	2778.1	6.5865	0.163 33	2588.8	2784.8	6.5233	0.140 84	2592.8	2790.0	6.4693
200	0.2060	2621.9	2827.9	6.6940	0.169 30	2612.8	2815.9	6.5898	0.143 02	2603.1	2803.3	6.4975
250	0.2327	2709.9	2942.6	6.9247	0.192 34	2704.2	2935.0	6.8294	0.163 50	2698.3	2927.2	6.7457
300	0.2579	2793.2	3051.2	7.1229	0.2136	2789.2	3045.8	7.0317	0.182 28	2785.2	3040.4	6.9534
350	0.2825	2875.2	3157.7	7.3011	0.2345	2872.2	3153.6	7.2121	0.2003	2869.2	3149.5	7.1360
400	0.3066	2957.3	3263.9	7.4651	0.2548	2954.9	3260.7	7.3774	0.2178	2952.5	3257.5	7.3026
500	0.3541	3124.4	3478.5	7.7622	0.2946	3122.8	3476.3	7.6759	0.2521	3121.1	3474.1	7.6027
600	0.4011	3296.8	3697.9	8.0290	0.3339	3295.6	3696.3	7.9435	0.2860	3294.4	3694.8	7.8710
700	0.4478	3475.3	3923.1	8.2731	0.3729	3474.4	3922.0	8.1881	0.3195	3473.6	3920.8	8.1160
800	0.4943	3660.4	4154.7	8.4996	0.4118	3659.7	4153.8	8.4148	0.3528	3659.0	4153.0	8.3431
900	0.5407	3852.2	4392.9	8.7118	0.4505	3851.6	4392.2	8.6272	0.3861	3851.1	4391.5	8.5556
1000	0.5871	4050.5	4637.6	8.9119	0.4892	4050.0	4637.0	8.8274	0.4192	4049.5	4636.4	8.7559
1100	0.6335	4255.1	4886.6	9.1017	0.5278	4254.6	4886.0	9.0172	0.4524	4254.1	4887.5	8.9457
1200	0.6798	4465.6	5145.4	9.2822	0.5665	4465.1	5144.9	9.1977	0.4855	4464.7	5144.4	9.1262
1300	0.7261	4681.3	5407.4	9.4543	0.6051	4680.9	5407.0	9.3698	0.5186	4680.4	5406.5	9.2984
	P = 1.60 MPa (201.41°C)				P = 1.80 MPa (207.15°C)				P = 2.00 MPa (212.42°C)			
Doymuş	0.123 80	2596.0	2794.0	6.4218	0.110 42	2598.4	2797.1	6.3794	0.099 63	2600.3	2799.5	6.3409
225	0.132 87	2644.7	2857.3	6.5518	0.116 73	2636.6	2846.7	6.4808	0.103 77	2628.3	2835.6	6.4147
250	0.141 84	2692.3	2919.2	6.6732	0.124 97	2686.0	2911.0	6.6066	0.111 44	2679.6	2902.5	6.5453
300	0.158 62	2781.1	3034.8	6.8844	0.140 21	2776.9	3029.2	6.8226	0.125 47	2772.6	3023.5	6.7664
350	0.174 56	2866.1	3145.4	7.0694	0.154 57	2863.0	3141.2	7.0100	0.138 57	2859.8	3137.0	6.9563
400	0.190 05	2950.1	3254.2	7.2374	0.168 47	2947.7	3250.9	7.1794	0.151 20	2945.2	3247.6	7.1271
500	0.2203	3119.5	3472.0	7.5390	0.195 50	3117.9	3469.8	7.4825	0.175 66	3116.2	3467.6	7.4317
600	0.2500	3293.3	3693.2	7.8080	0.2220	3292.1	3691.7	7.7523	0.199 60	3290.9	3690.1	7.7024
700	0.2794	3472.7	3919.7	8.0535	0.2482	3471.8	3918.5	7.9983	0.2232	3470.9	3917.4	7.9487
800	0.3086	3658.3	4152.1	8.2808	0.2742	3657.6	4151.2	8.2258	0.2467	3657.0	4150.3	8.1765
900	0.3377	3850.5	4390.8	8.4935	0.3001	3849.9	4390.1	8.4386	0.2700	3849.3	4389.4	8.3895
1000	0.3668	4049.0	4635.8	8.6938	0.3260	4048.5	4635.2	8.6391	0.2933	4048.0	4634.6	8.5901
1100	0.3958	4253.7	4887.0	8.8837	0.3518	4253.2	4886.4	8.8290	0.3166	4252.7	4885.9	8.7800
1200	0.4248	4464.2	5143.9	9.0643	0.3776	4463.7	5143.4	9.0096	0.3398	4463.3	5142.9	8.9607
1300	0.4538	4679.9	5406.0	9.2364	0.4034	4679.5	5405.6	9.1818	0.3631	4679.0	5405.1	9.1329
	P = 2.50 MPa (223.99°C)				P = 3.00 MPa (233.90°C)				P = 3.50 MPa (242.60°C)			
Doymuş	0.079 98	2603.1	2803.1	6.2575	0.066 68	2604.1	2804.2	6.1869	0.057 07	2603.7	2803.4	6.1253
225	0.080 27	2605.6	2806.3	6.2639								
250	0.087 00	2662.6	2880.1	6.4085	0.070 58	2644.0	2855.8	6.2872	0.058 72	2623.7	2629.2	6.1749
300	0.098 90	2761.6	3008.8	6.6438	0.081 14	2750.1	2993.5	6.5390	0.068 42	2738.0	2977.5	6.4461
350	0.109 76	2851.9	3126.3	6.8403	0.090 53	2843.7	3115.3	6.7426	0.076 78	2835.3	3104.0	6.6579
400	0.120 10	2939.1	3239.3	7.0148	0.099 36	2932.8	3230.9	6.9212	0.084 53	2926.4	3222.3	6.8405
450	0.130 14	3025.5	3350.8	7.1746	0.107 87	3020.4	3344.0	7.0834	0.091 96	3015.3	3337.2	7.0052
500	0.139 93	3112.1	3462.1	7.3234	0.116 19	3108.0	3456.5	7.2338	0.099 18	3103.0	3450.9	7.1572
600	0.159 30	3286.0	3686.3	7.5960	0.132 43	3285.0	3682.3	7.5085	0.113 24	3282.1	3678.4	7.4339
700	0.178 32	3468.7	3914.5	7.8435	0.148 38	3466.5	3911.7	7.7571	0.126 99	3464.3	3908.8	7.6837
800	0.197 16	3655.3	4148.2	8.0720	0.164 14	3653.5	4145.9	7.9862	0.140 56	3651.6	4143.7	7.9134
900	0.215 90	3847.9	4387.6	8.2853	0.179 80	3846.5	4385.9	8.1999	0.154 02	3845.0	4384.1	8.1276
1000	0.2346	4046.7	4633.1	8.4861	0.195 41	4045.4	4631.6	8.4009	0.167 43	4044.1	4630.1	8.3288
1100	0.2532	4251.5	4884.6	8.6762	0.210 98	4250.3	4883.3	8.5912	0.180 80	4249.2	4881.9	8.5192
1200	0.2718	4462.1	5141.7	8.8569	0.226 52	4460.9	5140.5	8.7720	0.194 15	4459.8	5139.3	8.7000
1300	0.2905	4677.8	5404.0	9.0291	0.242 06	4676.6	5402.8	8.9442	0.207 49	4675.5	5401.7	8.8723

TABLO A-6
(Devam)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)
	P = 4.0 MPa (250.40°C)				P = 4.5 MPa (257.49°C)				P = 5.0 MPa (263.99°C)			
Doymuş	0.049 78	2602.3	2801.4	6.0701	0.044 06	2600.1	2798.3	6.0198	0.039 44	2597.1	2794.3	5.9734
275	0.054 57	2667.9	2886.2	6.2285	0.047 30	2650.3	2863.2	6.1401	0.041 41	2631.3	2838.3	6.0544
300	0.058 84	2725.3	2960.7	6.3615	0.051 35	2712.0	2943.1	6.2828	0.045 32	2698.0	2924.5	6.2084
350	0.066 45	2826.7	3092.5	6.5821	0.058 40	2817.8	3080.6	6.5131	0.051 94	2808.7	3068.4	6.4493
400	0.073 41	2919.9	3213.6	6.7690	0.064 75	2913.3	3204.7	6.7047	0.057 81	2906.6	3195.7	6.6459
450	0.080 02	3010.2	3330.3	6.9363	0.070 74	3005.0	3323.3	6.8746	0.063 30	2999.7	3316.2	6.8186
500	0.086 43	3099.5	3445.3	7.0901	0.076 51	3095.3	3439.6	7.0301	0.068 57	3091.0	3433.8	6.9759
600	0.098 85	3279.1	3674.4	7.3688	0.087 85	3276.0	3670.5	7.3110	0.078 69	3273.0	3666.5	7.2589
700	0.110 95	3462.1	3905.9	7.6198	0.098 47	3459.9	3903.0	7.5631	0.088 49	3457.6	3900.1	7.5122
800	0.122 87	3650.0	4141.5	7.8502	0.109 11	3648.3	4139.3	7.7942	0.098 11	3646.6	4137.1	7.7440
900	0.134 69	3843.6	4382.3	8.0647	0.119 65	3842.2	4380.6	8.0091	0.107 62	3840.7	4378.8	7.9593
1000	0.146 45	4042.9	4628.7	8.2662	0.130 13	4041.6	4627.2	8.2108	0.117 07	4040.4	4625.7	8.1612
1100	0.158 17	4248.0	4880.6	8.4567	0.140 56	4246.8	4879.3	8.4015	0.126 48	4245.6	4878.0	8.3520
1200	0.169 87	4458.6	5138.1	8.6376	0.150 98	4457.5	5136.9	8.5825	0.135 87	4456.3	5135.7	8.5331
1300	0.181 56	4674.3	5400.5	8.8100	0.161 39	4673.1	5399.4	8.7549	0.145 26	4672.0	5398.2	8.7055
	P = 6.0 MPa (275.64°C)				P = 7.0 MPa (285.88°C)				P = 8.0 MPa (295.06°C)			
Doymuş	0.032 44	2589.7	2784.3	5.8892	0.027 37	2580.5	2772.1	5.8133	0.023 52	2569.8	2758.0	5.7432
300	0.035 16	2667.2	2884.2	6.0674	0.029 47	2632.2	2838.4	5.9305	0.024 26	2590.9	2785.0	5.7906
350	0.042 23	2789.6	3043.0	6.3335	0.035 24	2769.4	3016.0	6.2283	0.029 95	2747.7	2987.3	6.1301
400	0.047 39	2892.9	3177.2	6.5408	0.039 93	2878.6	3158.1	6.4478	0.034 32	2863.8	3138.3	6.3634
450	0.052 14	2988.9	3301.8	6.7193	0.044 16	2978.0	3287.1	6.6327	0.038 17	2966.7	3272.0	6.5551
500	0.056 65	3082.2	3422.2	6.8803	0.048 14	3073.4	3410.3	6.7975	0.041 75	3064.3	3398.3	6.7240
550	0.061 01	3174.6	3540.6	7.0288	0.051 95	3167.2	3530.9	6.9486	0.045 16	3159.8	3521.0	6.8778
600	0.065 25	3266.9	3658.4	7.1677	0.055 65	3260.7	3650.3	7.0894	0.048 45	3254.4	3642.0	7.0206
700	0.073 52	3453.1	3894.2	7.4234	0.062 83	3448.5	3886.3	7.3476	0.054 81	3443.9	3882.4	7.2812
800	0.081 60	3643.1	4132.7	7.6566	0.069 81	3639.5	4128.2	7.5822	0.060 97	3636.0	4123.8	7.5173
900	0.089 58	3837.8	4375.3	7.8727	0.076 69	3835.0	4371.8	7.7991	0.067 02	3832.1	4368.3	7.7351
1000	0.097 49	4037.8	4622.7	8.0751	0.083 50	4035.3	4619.8	8.0020	0.073 01	4032.8	4616.9	7.9384
1100	0.105 36	4243.3	4875.4	8.2661	0.090 27	4240.9	4872.8	8.1933	0.078 96	4238.6	4870.3	8.1300
1200	0.113 21	4454.0	5133.3	8.4474	0.097 03	4451.7	5130.9	8.3747	0.084 89	4449.5	5128.5	8.3115
1300	0.121 06	4669.6	5396.0	8.6199	0.103 77	4667.3	5393.7	8.5475	0.090 80	4665.0	5391.5	8.4842
	P = 9.0 MPa (303.40°C)				P = 10.0 MPa (311.06°C)				P = 12.5 MPa (327.89°C)			
Doymuş	0.020 48	2557.8	2742.1	5.6772	0.018 026	2544.4	2724.7	5.6141	0.013 495	2505.1	2673.8	5.4624
325	0.023 27	2646.6	2856.0	5.8712	0.019 861	2610.4	2809.1	5.7568				
350	0.025 80	2724.4	2956.6	6.0361	0.022 42	2699.2	2923.4	5.9443	0.016 126	2624.6	2826.2	5.7118
400	0.029 93	2848.4	3117.8	6.2854	0.026 41	2832.4	3096.5	6.2120	0.020 00	2789.3	3039.3	6.0417
450	0.033 50	2955.2	3258.6	6.4844	0.029 75	2943.4	3240.9	6.4190	0.022 99	2912.5	3199.8	6.2719
500	0.036 77	3055.2	3386.1	6.6576	0.032 79	3045.8	3373.7	6.5966	0.025 60	3021.7	3341.8	6.4618
550	0.039 87	3152.2	3511.0	6.8142	0.035 64	3144.6	3500.9	6.7561	0.028 01	3125.0	3475.2	6.6290
600	0.042 85	3248.1	3633.7	6.9589	0.038 37	3241.7	3625.3	6.9029	0.030 29	3225.4	3604.0	6.7810
650	0.045 74	3343.6	3755.3	7.0943	0.041 01	3338.2	3748.2	7.0398	0.032 48	3324.4	3730.4	6.9218
700	0.048 57	3439.3	3876.5	7.2221	0.043 58	3434.7	3870.5	7.1687	0.034 60	3422.9	3855.3	7.0536
800	0.054 09	3632.5	4119.3	7.4596	0.048 59	3628.9	4114.8	7.4077	0.038 69	3620.0	4103.6	7.2965
900	0.059 50	3829.2	4364.8	7.6783	0.053 49	3826.3	4361.2	7.6272	0.042 67	3819.1	4352.5	7.5182
1000	0.064 85	4030.3	4614.0	7.8821	0.058 32	4027.8	4611.0	7.8315	0.046 58	4021.6	4603.8	7.7237
1100	0.070 16	4236.3	4867.7	8.0740	0.063 12	4234.0	4865.1	8.0237	0.050 45	4228.2	4858.8	7.9165
1200	0.075 44	4447.2	5126.2	8.2556	0.067 89	4444.9	5123.8	8.2055	0.054 30	4439.3	5118.0	8.0937
1300	0.080 72	4662.7	5389.2	8.4284	0.072 65	4460.5	5387.0	8.3783	0.058 13	4654.8	5381.4	8.2717

TABLO A-6
(Devam)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)
	P = 15.0 MPa (342.24°C)				P = 17.5 MPa (354.75°C)				P = 20.0 MPa (365.81°C)			
Doymuş	0.010 337	2455.5	2610.5	5.3098	0.007 920	2390.2	2528.8	5.1419	0.005 834	2293.0	2409.7	4.9269
350	0.011 470	2520.4	2692.4	5.4421								
400	0.015 649	2740.7	2975.5	5.8811	0.012 447	2685.0	2902.9	5.7213	0.009 942	2619.3	2818.1	5.5540
450	0.018 445	2879.5	3156.2	6.1404	0.015 174	2844.2	3109.7	6.0184	0.012 695	2806.2	3060.1	5.9017
500	0.020 80	2996.6	3308.6	6.3443	0.017 358	2970.3	3274.1	6.2383	0.014 768	2942.9	3238.2	6.1401
550	0.022 93	3104.7	3448.6	6.5199	0.019 288	3083.9	3421.4	6.4230	0.016 555	3062.4	3393.5	6.3348
600	0.024 91	3208.6	3582.3	6.6778	0.021 06	3191.5	3560.1	6.5866	0.018 178	3174.0	3537.6	6.5048
650	0.026 80	3310.3	3712.3	6.8224	0.022 74	3296.0	3693.9	6.7357	0.019 693	3281.4	3675.3	6.6582
700	0.028 61	3410.9	3840.1	6.9572	0.024 34	3398.7	3824.6	6.8736	0.021 13	3386.4	3809.0	6.7993
800	0.032 16	3610.9	4092.4	7.2040	0.027 38	3601.8	4081.1	7.1244	0.023 85	3592.7	4069.7	7.0544
900	0.035 46	3811.9	4343.8	7.4279	0.030 31	3804.7	4335.1	7.3507	0.026 45	3797.5	4326.4	7.2830
1000	0.038 75	4015.4	4598.6	7.6348	0.033 16	4009.3	4589.5	7.5589	0.028 97	4003.1	4582.5	7.4925
1100	0.042 00	4222.6	4852.6	7.8283	0.035 97	4216.9	4846.4	7.7531	0.031 45	4211.3	4840.2	7.6874
1200	0.045 23	4433.8	5112.3	8.0108	0.038 76	4428.3	5106.6	7.9360	0.033 91	4422.8	5101.0	7.8707
1300	0.048 45	4649.1	5376.0	8.1840	0.041 54	4643.5	5370.5	8.1093	0.036 36	4638.0	5365.1	8.0442
	P = 25.0 MPa				P = 30.0 MPa				P = 35.0 MPa			
375	0.001 973 1	1798.7	1848.0	4.0320	0.001 789 2	1737.8	1791.5	3.9305	0.001 700 3	1702.9	1762.4	3.8722
400	0.006 004	2430.1	2580.2	5.1418	0.002 790	2067.4	2151.1	4.4728	0.002 100	1914.1	1987.6	4.2126
425	0.007 881	2609.2	2808.3	5.4723	0.005 303	2455.1	2614.2	5.1504	0.003 428	2253.4	2373.4	4.7747
450	0.009 162	2720.7	2949.7	5.6744	0.006 735	2619.3	2821.4	5.4424	0.004 961	2498.7	2672.4	5.1962
500	0.011 123	2884.3	3162.4	5.9592	0.008 678	2820.7	3081.1	5.7905	0.006 927	2751.9	2994.4	5.6282
550	0.012 724	3017.5	3335.6	6.1765	0.010 168	2970.3	3275.4	6.0342	0.008 345	2921.0	3213.0	5.9026
600	0.014 137	3137.9	3491.4	6.3602	0.011 446	3100.5	3443.9	6.2331	0.009 527	3062.0	3395.5	6.1179
650	0.015 433	3251.6	3637.4	6.5229	0.012 596	3221.0	3598.9	6.4058	0.010 575	3189.8	3559.9	6.3010
700	0.016 646	3361.3	3777.5	6.6707	0.013 661	3335.8	3745.6	6.5606	0.011 533	3309.8	3713.5	6.4631
800	0.018 912	3574.3	4047.1	6.9345	0.015 623	3555.5	4024.2	6.8332	0.013 278	3536.7	4001.6	6.7450
900	0.021 045	3783.0	4309.1	7.1680	0.017 448	3768.5	4291.9	7.0718	0.014 883	3754.0	4274.9	6.9366
1000	0.023 10	3990.9	4568.5	7.3802	0.019 196	3978.8	4554.7	7.2867	0.016 410	3966.7	4541.1	7.2064
1100	0.025 12	4200.2	4828.2	7.5765	0.020 903	4189.2	4816.3	7.4845	0.017 895	4178.3	4804.6	7.4037
1200	0.027 11	4412.0	5089.9	7.7605	0.022 589	4401.3	5079.0	7.6692	0.019 360	4390.7	5068.3	7.5910
1300	0.029 10	4626.9	5354.4	7.9342	0.024 266	4616.0	5344.0	7.8432	0.020 815	4605.1	5333.6	7.7653
	P = 40.0 MPa				P = 50.0 MPa				P = 60.0 MPa			
375	0.001 640 7	1677.1	1742.8	3.8290	0.001 559 4	1638.6	1716.6	3.7639	0.001 502 8	1609.4	1699.5	3.7141
400	0.001 907 7	1854.6	1930.9	4.1135	0.001 730 9	1788.1	1874.6	4.0031	0.001 633 5	1745.4	1843.4	3.9318
425	0.002 532	2096.9	2198.1	4.5029	0.002 007	1959.7	2060.0	4.2734	0.001 816 5	1892.7	2001.7	4.1626
450	0.003 693	2355.1	2512.8	4.9459	0.002 486	2159.6	2284.0	4.5864	0.002 085	2053.9	2179.0	4.4121
500	0.005 622	2678.4	2903.3	5.4700	0.003 892	2525.5	2720.1	5.1720	0.002 956	2390.6	2567.9	4.9321
550	0.006 984	2869.7	3149.1	5.7785	0.005 118	2763.6	3019.5	5.5485	0.003 956	2658.6	2896.2	5.3441
600	0.008 094	3022.6	3346.4	6.0144	0.006 112	2942.0	3247.6	5.8178	0.004 834	2861.1	3151.2	5.6452
650	0.009 063	3158.0	3520.6	6.2054	0.006 966	3093.5	3441.8	6.0342	0.005 595	3028.8	3364.5	5.8829
700	0.009 941	3283.6	3681.2	6.3750	0.007 727	3230.5	3616.8	6.2189	0.006 272	3177.2	3553.5	6.0824
800	0.011 523	3517.8	3978.7	6.6662	0.009 076	3479.6	3933.6	6.5290	0.007 459	3441.5	3889.1	6.4109
900	0.012 902	3739.4	4257.9	6.9150	0.010 283	3710.3	4224.4	6.7882	0.008 508	3681.0	4191.5	6.6805
1000	0.014 324	3953.6	4527.6	7.1356	0.011 411	3930.5	4501.1	7.0146	0.009 480	3906.4	4475.2	6.9127
1100	0.015 642	4167.4	4793.1	7.3364	0.012 496	4145.7	4770.5	7.2184	0.010 409	4124.1	4748.6	7.1195
1200	0.016 940	4380.1	5057.7	7.5224	0.013 561	4359.1	5037.2	7.4058	0.011 317	4338.2	5017.2	7.3083
1300	0.018 229	4594.3	5323.5	7.6969	0.014 616	4572.8	5303.6	7.5808	0.012 215	4551.4	5284.3	7.4837

TABLO A-7

Sıkıştırılmış sıvı su

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)
	P = 5 MPa (263.99)°C				P = 10 MPa (311.06°C)				P = 15 MPa (342.24°C)			
Doymuş	0.001 285 9	1147.8	1154.2	2.9202	0.001 452 4	1393.0	1407.6	3.3596	0.001 658 1	1585.6	1610.5	3.6848
0	0.000 997 7	0.04	5.04	0.0001	0.000 995 2	0.09	10.04	0.0002	0.000 992 8	0.15	15.05	0.0004
20	0.000 999 5	83.65	88.65	0.2956	0.000 997 2	83.36	93.33	0.2945	0.000 995 0	83.06	97.99	0.2934
40	0.001 005 6	166.95	171.97	0.5705	0.001 003 4	166.35	176.38	0.5686	0.001 001 3	165.76	180.78	0.5666
60	0.001 014 9	250.23	255.30	0.8285	0.001 012 7	249.36	259.49	0.8258	0.001 010 5	248.51	263.67	0.8232
80	0.001 026 8	333.72	338.85	1.0720	0.001 024 5	332.59	342.83	1.0688	0.001 022 2	331.48	346.81	1.0656
100	0.001 041 0	417.52	422.72	1.3030	0.001 038 5	416.12	426.50	1.2992	0.001 036 1	414.74	430.28	1.2955
120	0.001 057 6	501.80	507.09	1.5233	0.001 054 9	500.08	510.64	1.5189	0.001 052 2	498.40	514.19	1.5145
140	0.001 076 8	586.76	592.15	1.7343	0.001 073 7	584.68	595.42	1.7292	0.001 070 7	582.66	598.72	1.7242
160	0.001 098 8	672.62	678.12	1.9375	0.001 095 3	670.13	681.08	1.9317	0.001 091 8	667.71	684.09	1.9260
180	0.001 124 0	759.63	765.25	2.1341	0.001 119 9	756.65	767.84	2.1275	0.001 115 9	753.76	770.50	2.1210
200	0.001 153 0	848.1	853.9	2.3255	0.001 148 0	844.5	856.0	2.3176	0.001 143 3	841.0	858.2	2.3104
220	0.001 186 6	938.4	944.4	2.5128	0.001 180 5	934.1	945.9	2.5039	0.001 174 8	929.9	947.5	2.4953
240	0.001 226 4	1031.4	1037.5	2.6979	0.001 218 7	1026.0	1038.1	2.6872	0.001 211 4	1020.8	1039.0	2.6771
260	0.001 274 9	1127.9	1134.3	2.8830	0.001 264 5	1121.1	1133.7	2.8699	0.001 255 0	1114.6	1133.4	2.8576
280					0.001 321 6	1220.9	1234.1	3.0548	0.001 308 4	1212.5	1232.1	3.0393
300					0.001 397 2	1328.4	1342.3	3.2469	0.001 377 0	1316.6	1337.3	3.2260
320									0.001 472 4	1431.1	1453.2	3.4247
340									0.001 631 1	1567.5	1591.9	3.6546
	P = 20 MPa (365.81°C)				P = 30 MPa				P = 50 MPa			
Doymuş	0.002 036	1785.6	1826.3	4.0139								
0	0.000 990 4	0.19	20.01	0.0004	0.000 985 6	0.25	29.82	0.0001	0.000 976 6	0.20	49.03	0.0014
20	0.000 992 8	82.77	102.62	0.2923	0.000 988 5	82.17	111.84	0.2899	0.000 980 4	81.00	130.02	0.2848
40	0.000 999 2	165.17	185.16	0.5646	0.000 995 1	164.04	193.89	0.5607	0.000 987 2	161.86	211.21	0.5527
60	0.001 008 4	247.68	267.85	0.8206	0.001 004 2	246.06	276.19	0.8154	0.000 996 2	242.98	292.79	0.8052
80	0.001 019 9	330.40	350.80	1.0624	0.001 015 6	328.30	358.77	1.0561	0.001 007 3	324.34	374.70	1.0440
100	0.001 033 7	413.39	434.06	1.2917	0.001 029 0	410.78	441.66	1.2844	0.001 020 1	405.88	456.89	1.2703
120	0.001 049 6	496.76	517.76	1.5102	0.001 044 5	493.59	524.93	1.5018	0.001 034 8	487.65	539.39	1.4857
140	0.001 067 8	580.69	602.04	1.7193	0.001 062 1	576.68	608.75	1.7098	0.001 051 5	569.77	622.35	1.6915
160	0.001 088 5	665.35	687.12	1.9204	0.001 082 1	660.82	693.28	1.9096	0.001 070 3	652.41	705.92	1.8891
180	0.001 112 0	750.95	773.20	2.1147	0.001 104 7	745.59	778.73	2.1024	0.001 091 2	735.69	790.25	2.0794
200	0.001 138 8	837.7	860.5	2.3031	0.001 130 2	831.4	865.3	2.2893	0.001 114 6	819.7	875.5	2.2634
220	0.001 169 5	925.9	949.3	2.4870	0.001 159 0	918.3	953.1	2.4711	0.001 140 8	904.7	961.7	2.4419
240	0.001 204 6	1016.0	1040.0	2.6674	0.001 192 0	1006.9	1042.6	2.6490	0.001 170 2	990.7	1049.2	2.6158
260	0.001 246 2	1108.6	1133.5	2.8459	0.001 230 3	1097.4	1134.3	2.8243	0.001 203 4	1078.1	1138.2	2.7860
280	0.001 296 5	1204.7	1230.6	3.0248	0.001 275 5	1190.7	1229.0	2.9986	0.001 241 5	1167.2	1229.3	2.9537
300	0.001 359 6	1306.1	1333.3	3.2071	0.001 330 4	1287.9	1327.8	3.1741	0.001 286 0	1258.7	1323.0	3.1200
320	0.001 443 7	1415.7	1444.6	3.3979	0.001 399 7	1390.7	1432.7	3.3539	0.001 338 8	1353.3	1420.2	3.2868
340	0.001 568 4	1539.7	1571.0	3.6075	0.001 492 0	1501.7	1546.5	3.5426	0.001 403 2	1452.0	1522.1	3.4557
360	0.001 822 6	1702.8	1739.3	3.8772	0.001 626 5	1626.6	1675.4	3.7494	0.001 483 8	1556.0	1630.2	3.6291
380					0.001 869 1	1781.4	1837.5	4.0012	0.001 588 4	1667.2	1746.6	3.8101

TABLO A-8

Doymuş buz - su buharı

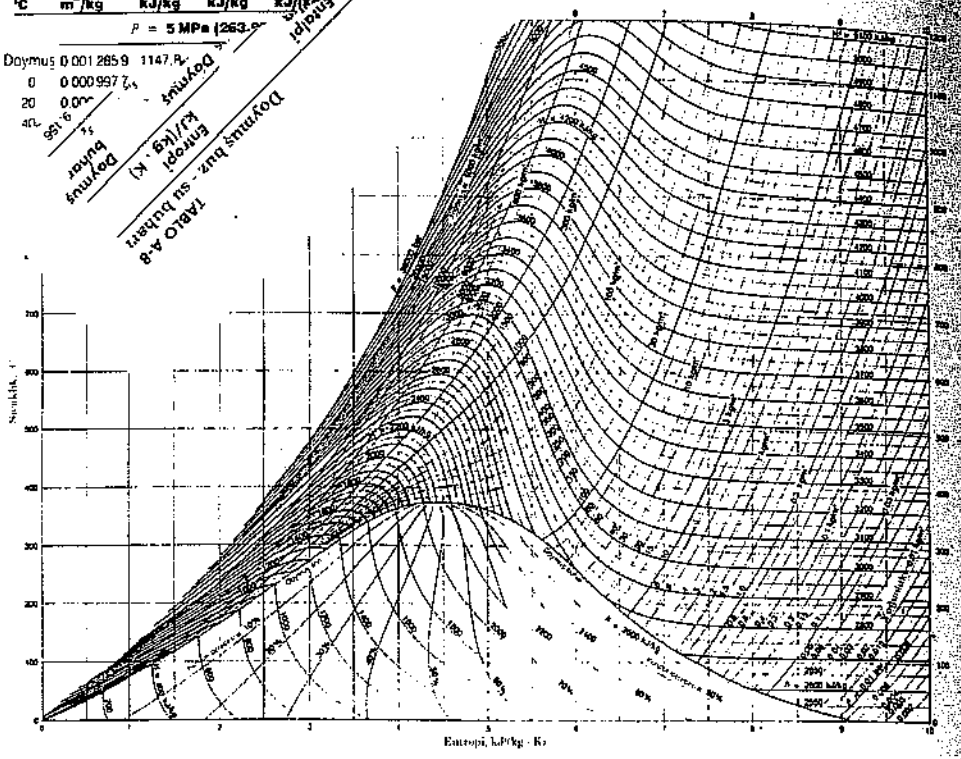
Sıcaklık T °C	Doyma basıncı P_{doyma} kPa	Özgül hacim m³/kg: Doymuş buz $v_i \times 10^3$	Özgül hacim m³/kg: Doymuş buhar v_g	İç enerji kJ/kg: Doymuş buz u_i	İç enerji kJ/kg: u_{ig}	İç enerji kJ/kg: Doymuş buhar u_g	Entalpi kJ/kg: Doymuş buz h_i	Entalpi kJ/kg: h_{ig}	Entalpi kJ/kg: Doymuş buhar h_g	Entropi kJ/(kg·K): Doymuş buz s_i	Entropi kJ/(kg·K): s_{ig}	Entropi kJ/(kg·K): Doymuş buhar s_g
0.01	0.6113	1.0908	206.1	−333.40	2708.7	2375.3	−333.40	2834.8	2501.4	−1.221	10.378	9.156
0	0.6108	1.0908	206.3	−333.43	2708.8	2375.3	−333.43	2834.8	2501.3	−1.221	10.378	9.157
−2	0.5176	1.0904	241.7	−337.62	2710.2	2372.6	−337.62	2835.3	2497.7	−1.237	10.456	9.219
−4	0.4375	1.0901	283.8	−341.78	2711.6	2369.8	−341.78	2835.7	2494.0	−1.253	10.536	9.283
−6	0.3689	1.0898	334.2	−345.91	2712.9	2367.0	−345.91	2836.2	2490.3	−1.268	10.616	9.348
−8	0.3102	1.0894	394.4	−350.02	2714.2	2364.2	−350.02	2836.6	2486.6	−1.284	10.698	9.414
−10	0.2602	1.0891	466.7	−354.09	2715.5	2361.4	−354.09	2837.0	2482.9	−1.299	10.781	9.481
−12	0.2176	1.0888	553.7	−358.14	2716.8	2358.7	−358.14	2837.3	2479.2	−1.315	10.865	9.550
−14	0.1815	1.0884	658.8	−362.15	2718.0	2355.9	−362.15	2837.6	2475.5	−1.331	10.950	9.619
−16	0.1510	1.0881	786.0	−366.14	2719.2	2353.1	−366.14	2837.9	2471.8	−1.346	11.036	9.690
−18	0.1252	1.0878	940.5	−370.10	2720.4	2350.3	−370.10	2838.2	2468.1	−1.362	11.123	9.762
−20	0.1035	1.0874	1128.6	−374.03	2721.6	2347.5	−374.03	2838.4	2464.3	−1.377	11.212	9.835
−22	0.0853	1.0871	1358.4	−377.93	2722.7	2344.7	−377.93	2838.6	2460.6	−1.393	11.302	9.909
−24	0.0701	1.0868	1640.1	−381.80	2723.7	2342.0	−381.80	2838.7	2456.9	−1.408	11.394	9.985
−26	0.0574	1.0864	1986.4	−385.64	2724.8	2339.2	−385.64	2838.9	2453.2	−1.424	11.486	10.062
−28	0.0469	1.0861	2413.7	−389.45	2725.8	2336.4	−389.45	2839.0	2449.5	−1.439	11.580	10.141
−30	0.0381	1.0858	2943	−393.23	2726.8	2333.6	−393.23	2839.0	2445.8	−1.455	11.675	10.221
−32	0.0309	1.0854	3600	−396.98	2727.8	2330.8	−396.98	2839.1	2442.1	−1.471	11.773	10.303
−34	0.0250	1.0851	4419	−400.71	2728.7	2328.0	−400.71	2839.1	2438.4	−1.486	11.872	10.386
−36	0.0201	1.0848	5444	−404.40	2729.6	2325.2	−404.40	2839.1	2434.7	−1.501	11.972	10.470
−38	0.0161	1.0844	6731	−408.06	2730.5	2322.4	−408.06	2839.0	2430.9	−1.517	12.073	10.556
−40	0.0129	1.0841	8354	−411.70	2731.3	2319.6	−411.70	2838.9	2427.2	−1.532	12.176	10.644

TABLO A-7
Sıkıştırılmış sıvı su

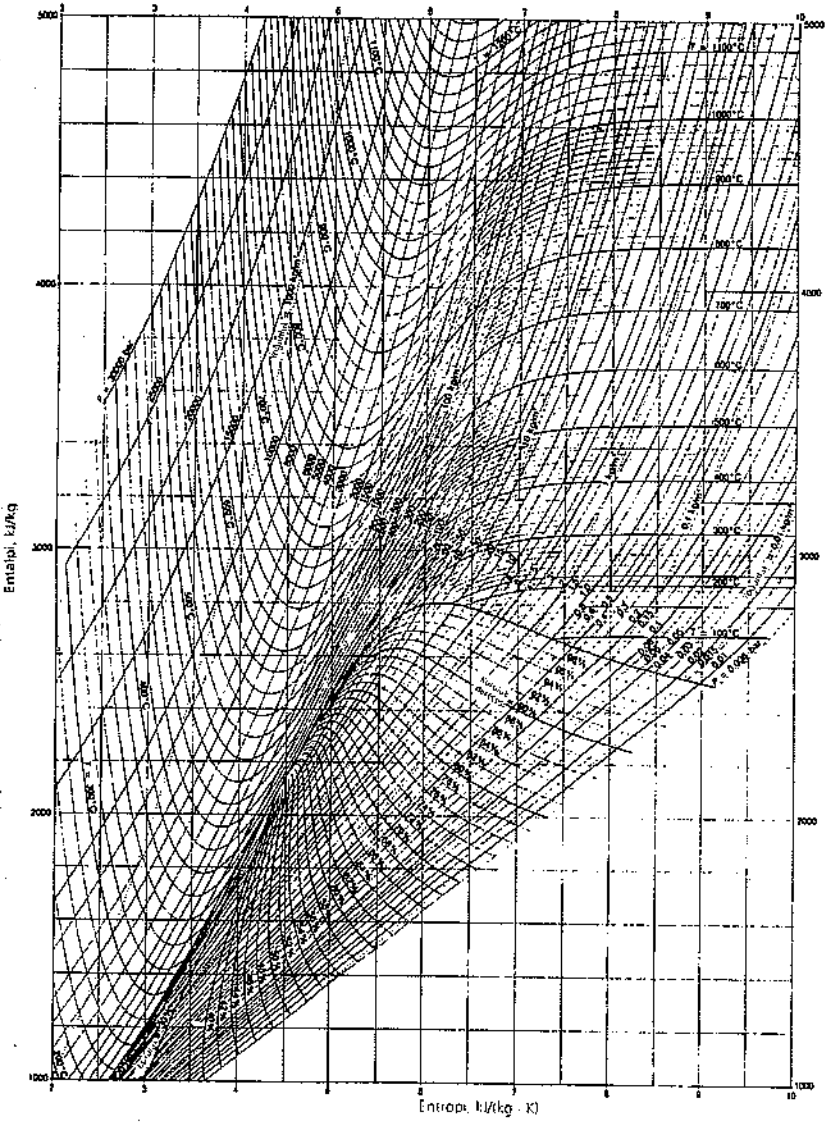
., NBS/NRC Steam Tables, 1984. Hemisphere Yayın

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)
		P = 5 MPa (263.9		
Doymuş	0.001 285 9	1147.8		
0	0.000 997 7			
20	0.00			
40	0.99			

Doymuş buz - su buharı
Entropi, kJ/(kg · K)
Doymuş buhar
Doymuş
Entalpi



ŞEKİL A-10
Suyun Mollier diyagramı. (Kaynak: Lester Haar, John S. Gallagher ve George S. Kell, NBS/NRC Buhar Tabloları, 1984. Hemisphere Yayınevinden izin alınarak basılmıştır.)



TABLO A-11

Doymuş soğutucu akışkan-12 — Sıcaklık tablosu

Sıcaklık °C T	Doyma basıncı MPa P_{doyma}	Özgül hacim m³/kg: Doymuş sıvı v_f	Özgül hacim m³/kg: Doymuş buhar v_g	İç enerji kJ/kg: Doymuş sıvı u_f	İç enerji kJ/kg: Doymuş buhar u_g	Entalpi kJ/kg: Doymuş sıvı h_f	Entalpi kJ/kg: h_{fg}	Entalpi kJ/kg: Doymuş buhar h_g	Entropi kJ/(kg · K): Doymuş sıvı s_f	Entropi kJ/(kg · K): Doymuş buhar s_g
−40	0.06417	0.0006 595	0.241 91	−0.04	154.07	0	169.59	169.59	0	0.7274
−35	0.08071	0.0006 656	0.195 40	4.37	156.13	4.42	167.48	171.90	0.0187	0.7219
−30	0.10041	0.0006 720	0.159 38	8.79	158.20	8.86	165.33	174.20	0.0371	0.7170
−28	0.10927	0.0006 746	0.147 28	10.58	159.02	10.65	164.46	175.11	0.0444	0.7153
−26	0.11872	0.0006 773	0.136 28	12.35	159.84	12.43	163.59	176.02	0.0517	0.7135
−25	0.12368	0.0006 786	0.131 17	13.25	160.26	13.33	163.15	176.48	0.0552	0.7126
−24	0.12880	0.0006 800	0.126 28	14.13	160.67	14.22	162.71	176.93	0.0589	0.7119
−22	0.13953	0.0006 827	0.117 17	15.92	161.48	16.02	161.82	177.83	0.0660	0.7103
−20	0.15093	0.0006 855	0.108 85	17.72	162.31	17.82	160.92	178.74	0.0731	0.7087
−18	0.16304	0.0006 883	0.101 24	19.51	163.12	19.62	160.01	179.63	0.0802	0.7073
−15	0.18260	0.0006 926	0.091 02	22.20	164.35	22.33	158.64	180.97	0.0906	0.7051
−10	0.21912	0.0007 000	0.076 65	26.72	166.39	26.87	156.31	183.19	0.1080	0.7019
−5	0.26096	0.0007 078	0.064 96	31.27	168.42	31.45	153.93	185.37	0.1251	0.6991
0	0.30861	0.0007 159	0.055 39	35.83	170.44	36.05	151.48	187.53	0.1420	0.6965
4	0.35124	0.0007 227	0.048 95	39.51	172.04	39.76	149.47	189.23	0.1553	0.6946
8	0.39815	0.0007 297	0.043 40	43.21	173.63	43.50	147.41	190.91	0.1686	0.6929
12	0.44962	0.0007 370	0.038 60	46.93	175.20	47.26	145.30	192.56	0.1817	0.6913
16	0.50591	0.0007 446	0.034 42	50.67	176.78	51.05	143.14	194.19	0.1948	0.6898
20	0.56729	0.0007 525	0.030 78	54.44	178.32	54.87	140.91	195.78	0.2078	0.6884
24	0.63405	0.0007 607	0.027 59	58.25	179.85	58.73	138.61	197.34	0.2207	0.6871
26	0.66954	0.0007 650	0.026 14	60.17	180.61	60.68	137.44	198.11	0.2271	0.6865
28	0.70648	0.0007 694	0.024 78	62.09	181.36	62.63	136.24	198.87	0.2335	0.6859
30	0.74490	0.0007 739	0.023 51	64.01	182.11	64.59	135.03	199.62	0.2400	0.6853
32	0.78485	0.0007 785	0.022 31	65.96	182.85	66.57	133.79	200.36	0.2463	0.6847
34	0.82636	0.0007 832	0.021 18	67.90	183.59	68.55	132.53	201.09	0.2527	0.6842
36	0.86948	0.0007 880	0.020 12	69.86	184.31	70.55	131.25	201.80	0.2591	0.6836
38	0.91423	0.0007 929	0.019 12	71.84	185.03	72.56	129.94	202.51	0.2655	0.6831
40	0.96065	0.0007 980	0.018 17	73.82	185.74	74.59	128.61	203.20	0.2718	0.6825
42	1.0088	0.0008 033	0.017 28	75.82	186.45	76.63	127.25	203.88	0.2782	0.6820
44	1.0587	0.0008 086	0.016 44	77.82	187.13	78.68	125.87	204.54	0.2845	0.6814
48	1.1639	0.0008 199	0.014 88	81.88	188.51	82.83	123.00	205.83	0.2973	0.6802
52	1.2766	0.0008 318	0.013 49	86.00	189.83	87.06	119.99	207.05	0.3101	0.6791
56	1.3972	0.0008 445	0.012 24	90.18	191.10	91.36	116.84	208.20	0.3229	0.6779
60	1.5259	0.0008 581	0.011 11	94.43	192.31	95.74	113.52	209.26	0.3358	0.6765
112	4.1155	0.0017 92	0.001 79	175.98	175.98	183.35	0	183.35	0.5687	0.5687

Kaynak: A-11, A-12 ve A-13 numaralı tablolar, Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. düzenleme, McGraw-Hill, New York, 1983, s. 807-812'den alınmıştır. Tablolar ilk olarak E. I. du Pont de Nemours & Company, Inc. tarafından 1969 yılında yayımlanmıştır.

TABLO A-12

Doymuş soğutucu akışkan-12 — Basınç tablosu

Basınç MPa P	Doyma sıcaklığı °C T_{doyma}	Özgül hacim m³/kg: Doymuş sıvı v_f	Özgül hacim m³/kg: Doymuş buhar v_g	İç enerji kJ/kg: Doymuş sıvı u_f	İç enerji kJ/kg: Doymuş buhar u_g	Entalpi kJ/kg: Doymuş sıvı h_f	Entalpi kJ/kg: h_{fg}	Entalpi kJ/kg: Doymuş buhar h_g	Entropi kJ/(kg · K): Doymuş sıvı s_f	Entropi kJ/(kg · K): Doymuş buhar s_g
0.06	−41.42	0.000 657 8	0.2575	−1.29	153.49	−1.25	170.19	168.94	−0.0054	0.7290
0.10	−30.10	0.000 671 9	0.1600	8.71	158.15	8.78	165.37	174.15	0.0368	0.7171
0.12	−25.74	0.000 677 6	0.1349	12.58	159.95	12.66	163.48	176.14	0.0526	0.7133
0.14	−21.91	0.000 682 8	0.1168	15.99	161.52	16.09	161.78	177.87	0.0663	0.7102
0.16	−18.49	0.000 687 6	0.1031	19.07	162.91	19.18	160.23	179.41	0.0784	0.7076
0.18	−15.38	0.000 692 1	0.092 25	21.86	164.19	21.98	158.82	180.80	0.0893	0.7054
0.20	−12.53	0.000 686 2	0.083 54	24.43	165.36	24.57	157.50	182.07	0.0992	0.7035
0.24	−7.42	0.000 704 0	0.070 33	29.06	167.44	29.23	155.09	184.32	0.1168	0.7004
0.28	−2.93	0.000 711 1	0.060 76	33.15	169.26	33.35	152.92	186.27	0.1321	0.6980
0.32	1.11	0.000 717 7	0.053 51	36.85	170.88	37.08	150.92	188.00	0.1457	0.6960
0.40	8.15	0.000 729 9	0.043 21	43.35	173.69	43.64	147.33	190.97	0.1691	0.6928
0.50	15.60	0.000 743 8	0.034 82	50.30	176.61	50.67	143.35	194.02	0.1935	0.6899
0.60	22.00	0.000 756 6	0.029 13	56.35	179.09	56.80	139.77	196.57	0.2142	0.6878
0.70	27.65	0.000 768 6	0.025 01	61.75	181.23	62.29	136.45	198.74	0.2324	0.6860
0.80	32.74	0.000 780 2	0.021 88	66.68	183.13	67.30	133.33	200.63	0.2487	0.6845
0.90	37.37	0.000 791 4	0.019 42	71.22	184.81	71.93	130.36	202.29	0.2634	0.6832
1.0	41.64	0.000 802 3	0.017 44	75.46	186.32	76.26	127.50	203.76	0.2770	0.6820
1.2	49.31	0.000 823 7	0.014 41	83.22	188.95	84.21	122.03	206.24	0.3015	0.6799
1.4	56.09	0.000 844 8	0.012 22	90.28	191.11	91.46	116.76	208.22	0.3232	0.6778
1.6	62.19	0.000 866 0	0.010 54	96.80	192.95	98.19	111.62	209.81	0.3329	0.6758

LO A-13
gın soğutucu akışkan-12 buharı

klık	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	0.060 MPa (T_{doyma} = −41.42°C)				**0.10 MPa (T_{doyma} = −30.10°C)**			
ymuş	0.257 5	153.49	168.94	0.7290	0.160 0	158.15	174.15	0.7171
)	0.259 3	154.16	169.72	0.7324				
)	0.283 8	163.91	180.94	0.7785	0.167 7	163.22	179.99	0.7406
)	0.307 9	174.05	192.52	0.8225	0.182 7	173.50	191.77	0.7854
)	0.319 8	179.26	198.45	0.8439	0.190 0	178.77	197.77	0.8070
)	0.331 7	184.57	204.47	0.8647	0.197 3	184.12	203.85	0.8281
0	0.343 5	189.96	210.57	0.8852	0.204 5	189.57	210.02	0.8488
0	0.355 2	195.46	216.77	0.9053	0.211 7	195.09	216.26	0.8691
0	0.367 0	201.02	223.04	0.9251	0.218 8	200.70	222.58	0.8889
0	0.378 7	206.69	229.41	0.9444	0.226 0	206.38	228.98	0.9084
0	0.402 0	218.25	242.37	0.9822	0.240 1	218.00	242.01	0.9464
	0.14 MPa (T_{doyma} = −21.91°C)				**0.18 MPa (T_{doyma} = −15.38°C)**			
oymuş	0.116 8	161.52	177.87	0.7102	0.092 2	164.20	180.80	0.7054
0	0.117 9	162.50	179.01	0.7147				
10	0.123 5	167.69	184.97	0.7378	0.092 5	164.39	181.03	0.7181
0	0.128 9	172.94	190.99	0.7602	0.099 1	172.37	190.21	0.7408
10	0.134 3	178.28	197.08	0.7821	0.103 4	177.77	196.38	0.7630
20	0.139 7	183.67	203.23	0.8035	0.107 6	183.23	202.60	0.7846
30	0.144 9	189.17	209.46	0.8243	0.111 8	188.77	208.89	0.8057
40	0.150 2	194.72	215.75	0.8447	0.116 0	194.35	215.23	0.8263
50	0.155 3	200.38	222.12	0.8648	0.120 1	200.02	221.64	0.8464
60	0.160 5	206.08	228.55	0.8844	0.124 1	205.78	228.12	0.8662
80	0.170 7	217.74	241.64	0.9225	0.132 2	217.47	241.27	0.9045
00	0.180 9	229.67	255.00	0.9593	0.140 2	229.45	254.69	0.9414
	0.20 MPa (T_{doyma} = −12.53°C)				**0.24 MPa (T_{doyma} = −7.42°C)**			
oymuş	0.083 5	165.37	182.07	0.7035	0.070 3	167.45	184.32	0.7004
0	0.088 6	172.08	189.08	0.7325	0.072 9	171.49	188.99	0.7177
10	0.092 6	177.50	196.02	0.7548	0.076 3	176.98	195.29	0.7404
20	0.096 4	183.00	202.28	0.7766	0.079 6	182.53	201.63	0.7624
30	0.100 2	188.56	208.60	0.7978	0.082 8	188.14	208.01	0.7838
40	0.104 0	194.17	214.97	0.8184	0.086 0	193.80	214.44	0.8047
50	0.107 7	199.86	221.40	0.8387	0.089 2	199.51	220.92	0.8251
60	0.111 4	205.62	227.90	0.8585	0.092 3	205.31	227.46	0.8450
80	0.118 7	217.35	241.09	0.8969	0.098 5	217.07	240.71	0.8836
100	0.125 9	229.35	254.53	0.9339	0.104 5	229.12	254.20	0.9208
120	0.133 1	241.59	268.21	0.9696	0.110 5	241.41	267.93	0.9566

TABLO A-13
(Devamı)

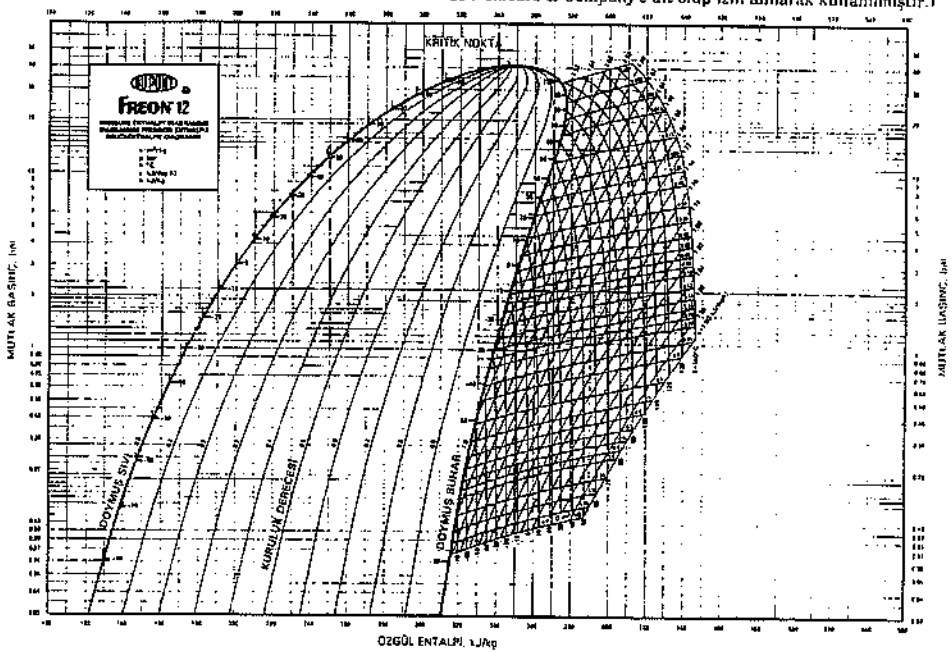
Sıcaklık °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	0.28 MPa (T_{doyma} = −2.93°C)				**0.32 MPa (T_{doyma} = 1.11°C)**			
Doymuş	0.060 76	169.26	186.27	0.6980	0.053 51	170.88	188.00	0.6960
0	0.061 66	170.89	188.15	0.7049				
10	0.064 64	176.45	194.55	0.7279	0.055 90	175.90	193.79	0.7167
20	0.067 55	182.06	200.97	0.7502	0.058 52	181.57	200.30	0.7393
30	0.070 40	187.71	207.42	0.7718	0.061 06	187.28	206.82	0.7612
40	0.073 19	193.42	213.91	0.7928	0.063 55	193.02	213.36	0.7824
50	0.075 94	199.18	220.44	0.8134	0.066 00	198.82	219.94	0.8031
60	0.078 65	205.00	227.02	0.8334	0.068 41	204.68	226.57	0.8233
80	0.083 99	216.82	240.34	0.8722	0.073 14	216.55	239.96	0.8623
100	0.089 24	228.29	253.88	0.9095	0.077 78	228.66	253.55	0.8997
120	0.094 43	241.21	267.65	0.9455	0.082 36	241.00	267.36	0.9358
	0.40 MPa (T_{doyma} = 8.15°C)				**0.50 MPa (T_{doyma} = 15.60°C)**			
Doymuş	0.043 21	173.69	190.97	0.6928	0.034 82	176.61	194.02	0.6899
10	0.043 63	174.76	192.21	0.6972				
20	0.045 84	180.57	198.91	0.7204	0.035 65	179.26	197.08	0.7004
30	0.047 97	186.39	205.58	0.7428	0.037 46	185.23	203.96	0.7235
40	0.050 05	192.23	212.25	0.7645	0.039 22	191.20	210.81	0.7457
50	0.052 07	198.11	218.94	0.7855	0.040 91	197.19	217.64	0.7672
60	0.054 06	204.03	225.65	0.8060	0.042 57	203.20	224.48	0.7881
80	0.057 91	216.03	239.19	0.8454	0.045 78	215.32	238.21	0.8281
100	0.061 73	228.20	252.89	0.8831	0.048 89	227.61	252.05	0.8662
120	0.065 46	240.61	266.79	0.9194	0.051 93	240.10	266.06	0.9028
140	0.069 13	253.23	280.88	0.9544	0.054 92	252.77	280.23	0.9379
	0.60 MPa (T_{doyma} = 22.00°C)				**0.70 MPa (T_{doyma} = 27.65°C)**			
Doymuş	0.029 13	179.09	196.57	0.6878	0.025 01	181.23	198.74	0.6860
30	0.030 42	184.01	202.26	0.7068	0.025 35	182.72	200.46	0.6917
40	0.031 97	190.13	209.31	0.7297	0.026 76	189.00	207.73	0.7153
50	0.033 45	196.23	216.30	0.7516	0.028 10	195.23	214.90	0.7378
60	0.034 89	202.34	223.27	0.7729	0.029 39	201.45	222.02	0.7595
80	0.037 65	214.61	237.20	0.8135	0.031 84	213.88	236.17	0.8008
100	0.040 32	227.01	251.20	0.8520	0.034 19	226.40	250.33	0.8398
120	0.042 91	239.57	265.32	0.8889	0.036 46	239.05	264.57	0.8769
140	0.045 45	252.31	279.58	0.9243	0.038 67	251.85	278.92	0.9125
160	0.047 94	265.25	294.01	0.9584	0.040 85	264.83	293.42	0.9468

TABLO A-13
(Devamı)

Sıcaklık °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	0.80 MPa (T_{doyma} = 32.74°C)				**0.90 MPa (T_{doyma} = 37.37°C)**			
Doymuş	0.021 88	183.13	200.63	0.6845	0.019 42	184.81	202.29	0.6832
40	0.022 83	187.81	206.07	0.7021	0.019 74	186.55	204.32	0.6897
50	0.024 07	194.19	213.45	0.7253	0.020 91	193.10	211.92	0.7136
60	0.025 25	200.52	220.72	0.7474	0.022 01	199.56	219.37	0.7363
80	0.027 48	213.13	235.11	0.7894	0.024 07	212.37	234.03	0.7790
100	0.029 59	225.77	249.44	0.8289	0.026 01	225.13	248.54	0.8190
120	0.031 62	238.51	263.81	0.8664	0.027 85	237.97	263.03	0.8569
140	0.033 59	251.39	278.26	0.9022	0.029 64	250.90	277.58	0.8930
160	0.035 52	264.41	292.83	0.9367	0.031 38	263.99	292.23	0.9276
180	0.037 42	277.60	307.54	0.9699	0.033 09	277.23	307.01	0.9609
	1.0 MPa (T_{doyma} = 41.64°C)				**1.2 MPa (T_{doyma} = 49.31°C)**			
Doymuş	0.017 44	186.32	203.76	0.6820	0.014 41	188.95	206.24	0.6799
50	0.018 37	191 95	210.32	0.7026	0.014 48	189.43	206.81	0.6816
60	0.019 41	198.56	217.97	0.7259	0.015 46	196.41	214.96	0.7065
80	0.021 34	211.57	232.91	0.7695	0.017 22	209.91	230.57	0.7520
100	0.023 13	224 48	247.61	0.8100	0.018 81	223.13	245.70	0.7937
120	0.024.84	237.41	262.25	0.8482	0.020 30	236.27	260.53	0.8326
140	0.026 47	250.43	276.90	0.8845	0.021 72	249.45	275.51	0.8696
160	0.026 07	263.56	291.63	0.9193	0.023 09	263.70	290.41	0.9048
180	0.029 63	276.84	306.47	0.9528	0.024 43	276.05	305.37	0.9385
200	0.031 16	290.26	321.42	0.9851	0.025 74	289.55	320.44	0.9711
	1.4 MPa (T_{doyma} = 56.09°C)				**1.6 MPa (T_{doyma} = 62.19°C)**			
Doymuş	0 012 22	191.11	208.22	0.6778	0.01054	192.95	209.81	0.6758
60	0.012 58	194.00	211.61	0.6881				
80	0.014 25	208.11	228.06	0.7360	0.011 98	206.17	225.34	0.7209
100	0.015 71	221.70	243.69	0.7791	0.013 37	220.19	241.58	0.7656
120	0.017 05	235.09	258.96	0.8189	0.014 61	233.84	257.22	0.8065
140	0.018 32	248.43	274.08	0.8564	0.015 77	247.38	272.61	0.8447
160	0 019 54	261.80	289.16	0.8921	0.016 86	260.90	287.88	0.8808
180	0 020 71	275.27	304.26	0.9262	0.017 92	274.47	303.14	0.9152
200	0 021 86	288.84	319.44	0.9589	0.018 95	288.11	318.43	0.9482
220	0 022 99	302.51	334.70	0.9905	0.019 96	301.84	333.78	0.9800

ŞEKİL A-14

Soğutucu akışkan-12'nin *P-h* diyagramı. (Freon-12, soğutucu akışkan-12 için Du Pont'un tescilli marka ismidir. Yayın hakkı E. I. du Pont de Nemours & Company'e ait olup izin alınarak kullanılmıştır.)



Tablo A-15a

Doymuş soğutucu akışkan-134a — Sıcaklık tablosu

Sıcaklık °C T	Doyma basıncı MPa P_{doyma}	Özgül hacim m³/kg: Doymuş sıvı v_f	Özgül hacim m³/kg: Doymuş buhar v_g	İç enerji kJ/kg: Doymuş sıvı u_f	İç enerji kJ/kg: Doymuş buhar u_g	Entalpi kJ/kg: Doymuş sıvı h_f	Entalpi kJ/kg: h_{fg}	Entalpi kJ/kg: Doymuş buhar h_g	Entropi kJ/(kg · K): Doymuş sıvı s_f	Entropi kJ/(kg · K): Doymuş buhar s_g
−40	0.051 64	0.000 705 5	0.3569	−0.04	204.45	0.00	222.88	222.88	0.0000	0.9560
−36	0.063 32	0.000 711 3	0.2947	4.68	206.73	4.73	220.67	225.40	0.0201	0.9506
−32	0.077 04	0.000 717 2	0.2451	9.47	209.01	9.52	218.37	227.90	0.0401	0.9456
−28	0.093 05	0.000 723 3	0.2052	14.31	211.29	14.37	216.01	230.38	0.0600	0.9411
26	0.101 99	0.000 726 5	0.1882	16.75	212.42	16.82	214.80	231.62	0.0699	0.9390
−24	0.111 60	0.000 729 6	0.1728	19.21	213.57	19.29	213.57	232.85	0.0798	0.9370
−22	0.121 92	0.000 732 8	0.1590	21.68	214.70	21.77	212.32	234.08	0.0897	0.9351
−20	0.132 99	0.000 736 1	0.1464	24.17	215.84	24.26	211.05	235.31	0.0996	0.9332
−18	0.144 83	0.000 739 5	0.1350	26.67	216.97	26.77	209.76	236.53	0.1094	0.9315
−16	0.157 48	0.000 742 8	0.1247	29.18	218.10	29.30	208.45	237.74	0.1192	0.9298
−12	0.185 40	0.000 749 8	0.1068	34.25	220.36	34.39	205.77	240.15	0.1388	0.9267
−8	0.217 04	0.000 756 9	0.0919	39.38	222.60	39.54	203.00	242.54	0.1583	0.9239
−4	0.252 74	0.000 764 4	0.0794	44.56	224.84	44.75	200.15	244.90	0.1777	0.9213
0	0.292 82	0.000 772 1	0.0689	49.79	227.06	50.02	197.21	247.23	0.1970	0.9190
4	0.337 65	0.000 780 1	0.0600	55.08	229.27	55.35	194.19	249.53	0.2162	0.9169
8	0.387 56	0.000 788 4	0.0525	60.43	231.46	60.73	191.07	251.80	0.2354	0.9150
12	0.442 94	0.000 797 1	0.0460	65.83	233.63	66.18	187.85	254.03	0.2545	0.9132
16	0.504 16	0.000 806 2	0.0405	71.29	235.78	71.69	184.52	256.22	0.2735	0.9116
20	0.571 60	0.000 815 7	0.0358	76.80	237.91	77.26	181.09	258.36	0.2924	0.9102
24	0.645 66	0.000 825 7	0.0317	82.37	240.01	82.90	177.55	260.45	0.3113	0.9089
26	0.685 30	0.000 830 9	0.0298	85.18	241.05	85.75	175.73	261.48	0.3208	0.9082
28	0.726 75	0.000 836 2	0.0281	88.00	242.08	88.61	173.89	262.50	0.3302	0.9076
30	0.770 06	0.000 841 7	0.0265	90.84	243.10	91.49	172.00	263.50	0.3396	0.9070
32	0.815 28	0.000 847 3	0.0250	93.70	244.12	94.39	170.09	264.48	0.3490	0.9064
34	0.862 47	0.000 853 0	0.0236	96.58	245.12	97.31	168.14	265.45	0.3584	0.9058
36	0.911 68	0.000 859 0	0.0223	99.47	246.11	100.25	166.15	266.40	0.3678	0.9053
38	0.962 98	0.000 865 1	0.0210	102.38	247.09	103.21	164.12	267.33	0.3772	0.9047
40	1.016 4	0.000 871 4	0.0199	105.30	248.06	106.19	162.05	268.24	0.3866	0.9041
42	1.072 0	0.000 878 0	0.0188	108.25	249.02	109.19	159.94	269.14	0.3960	0.9035
44	1.129 9	0.000 884 7	0.0177	111.22	249.96	112.22	157.79	270.01	0.4054	0.9030
48	1.252 6	0.000 898 9	0.0159	117.22	251.79	118.35	153.33	271.68	0.4243	0.9017
52	1.385 1	0.000 914 2	0.0142	123.31	253.55	124.58	148.66	273.24	0.4432	0.9004
56	1.527 8	0.000 930 8	0.0127	129.51	255.23	130.93	143.75	274.68	0.4622	0.8990
60	1.681 3	0.000 948 8	0.0114	135.82	256.81	137.42	138.57	275.99	0.4814	0.8973
70	2.116 2	0.001 002 7	0.0086	152.22	260.15	154.34	124.08	278.43	0.5302	0.8918
80	2.632 4	0.001 076 6	0.0064	169.88	262.14	172.71	106.41	279.12	0.5814	0.8827
90	3.243 5	0.001 194 9	0.0046	189.82	261.34	193.69	82.63	276.32	0.6380	0.8655
100	3.974 2	0.001 544 3	0.0027	218.60	248.49	224.74	34.40	259.13	0.7196	0.8117

Kaynak: A-15 ve A-16 numaralı tablolar, M. J. Moran ve H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2. düzenleme, New York, 1992, s. 710-715'ten alınmıştır. Değerler D. P. Wilson ve R. S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid-Refrigerant 134a", *ASHRAE Trans.*, Vol. 94, Pt 2, 1988, s. 2095-2118 adlı makalede verilen denklemleri kullanarak hesaplanmıştır.

Tablo A-15a

Doymuş soğutucu akışkan-134a — Basınç tablosu

Basınç MPa P	Sıcaklık °C T_{doyma}	Özgül hacim m³/kg: Doymuş sıvı v_f	Özgül hacim m³/kg: Doymuş buhar v_g	İç enerji kJ/kg: Doymuş sıvı u_f	İç enerji kJ/kg: Doymuş buhar u_g	Entalpi kJ/kg: Doymuş sıvı h_f	Entalpi kJ/kg: h_{fg}	Entalpi kJ/kg: Doymuş buhar h_g	Entropi kJ/(kg · K): Doymuş sıvı s_f	Entropi kJ/(kg · K): Doymuş buhar s_g
0.06	−37.07	0.000 709 7	0.3100	3.41	206.12	3.46	221.27	224.72	0.0147	0.9520
0.08	−31.21	0.000 718 4	0.2366	10.41	209.46	10.47	217.92	228.39	0.0440	0.9447
0.10	−26.43	0.000 725 8	0.1917	16.22	212.18	16.29	215.06	231.35	0.0678	0.9395
0.12	−22.36	0.000 732 3	0.1614	21.23	214.50	21.32	212.54	233.86	0.0879	0.9354
0.14	−18.80	0.000 738 1	0.1395	25.66	216.52	25.77	210.27	236.04	0.1055	0.9322
0.16	−15.62	0.000 743 5	0.1229	29.66	218.32	29.78	208.18	237.97	0.1211	0.9295
0.18	−12.73	0.000 748 5	0.1098	33.31	219.94	33.45	206.26	239.71	0.1352	0.9273
0.20	−10.09	0.000 753 2	0.0993	36.69	221.43	36.84	204.46	241.30	0.1481	0.9253
0.24	−5.37	0.000 761 8	0.0834	42.77	224.07	42.95	201.14	244.09	0.1710	0.9222
0.28	−1.23	0.000 769 7	0.0719	48.18	226.38	48.39	198.13	246.52	0.1911	0.9197
0.32	2.48	0.000 777 0	0.0632	53.06	228.43	53.31	195.35	248.66	0.2089	0.9177
0.36	5.84	0.000 783 9	0.0564	57.54	230.28	57.82	192.76	250.58	0.2251	0.9160
0.4	8.93	0.000 790 4	0.0509	61.69	231.97	62.00	190.32	252.32	0.2399	0.9145
0.5	15.74	0.000 805 6	0.0409	70.93	235.64	71.33	184.74	256.07	0.2723	0.9117
0.6	21.58	0.000 819 6	0.0341	78.99	238.74	79.48	179.71	259 19	0.2999	0.9097
0.7	26.72	0.000 832 8	0.0292	86.19	241.42	86.78	175.07	261.85	0.3242	0.9080
0.8	31.33	0.000 845 4	0.0255	92.75	243.78	93.42	170.73	264.15	0.3459	0.9066
0.9	35.53	0.000 857 6	0.0226	98.79	245.88	99.56	166.62	266.18	0.3656	0.9054
1.0	39 39	0.000 869 5	0.0202	104.42	247.77	105.29	162.68	267.97	0.3838	0.9043
1.2	46.32	0 000 892 8	0.0166	114.69	251.03	115.76	155.23	270.99	0.4164	0.9023
1.4	52.43	0.000 915 9	0.0140	123.98	253.74	125.26	148.14	273.40	0.4453	0.9003
1.6	57.92	0.000 939 2	0.0121	132.52	256.00	134.02	141.31	275.33	0.4714	0.8982
1.8	62.91	0.000 963 1	0.0105	140.49	257.88	142.22	134.60	276.83	0.4954	0.8959
2.0	67.49	0.000 987 8	0.0093	148.02	259.41	149.99	127.95	277.94	0.5178	0.8934
2.5	77.59	0.001 056 2	0.0069	165.48	261.84	168.12	111.06	279.17	0.5687	0.8854
3.0	86.22	0.001 141 6	0.0053	181.88	262.16	185.30	92.71	278.01	0.6156	0.8735

Tablo A-16

Kızgın soğutucu akışkan-134a buharı

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)
	P = 0.06 MPa (T_{doyma} = −37.07°C)				P = 0.10 MPa (T_{doyma} = −26.43°C)			
Doymuş	0.31003	206.12	224.72	0.9520	0.19170	212.18	231.35	0.9395
−20	0.33536	217.86	237.98	1.0062	0.19770	216.77	236.54	0.9602
−10	0.34992	224.97	245.96	1.0371	0.20686	224.01	244.70	0.9918
0	0.36433	232.24	254.10	1.0675	0.21587	231.41	252.99	1.0227
10	0.37861	239.69	262.41	1.0973	0.22473	238.96	261.43	1.0531
20	0.39279	247.32	270.89	1.1267	0.23349	246.67	270.02	1.0829
30	0.40688	255.12	279.53	1.1557	0.24216	254.54	278.76	1.1122
40	0.42091	263.10	288.35	1.1844	0.25076	262.58	287.66	1.1411
50	0.43487	271.25	297.34	1.2126	0.25930	270.79	296.72	1.1696
60	0.44879	279.58	306.51	1.2405	0.26779	279.16	305.94	1.1977
70	0.46266	288.08	315.84	1.2681	0.27623	287.70	315.32	1.2254
80	0.47650	296.75	325.34	1.2954	0.28464	296.40	324.87	1.2528
90	0.49031	305.58	335.00	1.3224	0.29302	305.27	334.57	1.2799
	P = 0.14 MPa (T_{doyma} = −18.80°C)				P = 0.18 MPa (T_{doyma} = −12.73°C)			
Doymuş	0.13945	216.52	236.04	0.9322	0.10983	219.94	239.71	0.9273
−10	0.14549	223.03	243.40	0.9606	0.11135	222.02	242.06	0.9362
0	0.15219	230.55	251.86	0.9922	0.11678	229.67	250.69	0.9684
10	0.15875	238.21	260.43	1.0230	0.12207	237.44	259.41	0.9998
20	0.16520	246.01	269.13	1.0532	0.12723	245.33	268.23	1.0304
30	0.17155	253.96	277.97	1.0828	0.13230	253.36	277.17	1.0604
40	0.17783	262.06	286.96	1.1120	0.13730	261.53	286.24	1.0898
50	0.18404	270.32	296.09	1.1407	0.14222	269.85	295.45	1.1187
60	0.19020	278.74	305.37	1.1690	0.14710	278.31	304.79	1.1472
70	0.19633	287.32	314.80	1.1969	0.15193	286.93	314.28	1.1753
80	0.20241	296.06	324.39	1.2244	0.15672	295.71	323.92	1.2030
90	0.20846	304.95	334.14	1.2516	0.16148	304.63	333.70	1.2303
100	0.21449	314.01	344.04	1.2785	0.16622	313.72	343.63	1.2573
	P = 0.20 MPa (T_{doyma} = −10.09°C)				P = 0.24 MPa (T_{doyma} = −5.37°C)			
Doymuş	0.09933	221.43	241.30	0.9253	0.08343	224.07	244.09	0.9222
−10	0.09938	221.50	241.38	0.9256				
0	0.10438	229.23	250.10	0.9582	0.08574	228.31	248.89	0.9399
10	0.10922	237.05	258.89	0.9898	0.08993	236.26	257.84	0.9721
20	0.11394	244.99	267.78	1.0206	0.09399	244.30	266.85	1.0034
30	0.11856	253.06	276.77	1.0508	0.09794	252.45	275.95	1.0339
40	0.12311	261.26	285.88	1.0804	0.10181	260.72	285.16	1.0637
50	0.12758	269.61	295.12	1.1094	0.10562	269.12	294.47	1.0930
60	0.13201	278.10	304.50	1.1380	0.10937	277.67	303.91	1.1218
70	0.13639	286.74	314.02	1.1661	0.11307	286.35	313.49	1.1501
80	0.14073	295.53	323.68	1.1939	0.11674	295.18	323.19	1.1780
90	0.14504	304.47	333.48	1.2212	0.12037	304.15	333.04	1.2055
100	0.14932	313.57	343.43	1.2483	0.12398	313.27	343.03	1.2326

TABLO A-16
(Devam)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg·K)
	P = 0.28 MPa (T_{doyma} = −1.23°C)				P = 0.32 MPa (T_{doyma} = 2.48°C)			
Doymuş	0.07193	226.38	246.52	0.9197	0.06322	228.43	248.66	0.9177
0	0.07240	227.37	247.64	0.9238				
10	0.07613	235.44	256.76	0.9566	0.06576	234.61	255.65	0.9427
20	0.07972	243.59	265.91	0.9883	0.06901	242.87	264.95	0.9749
30	0.08320	251.83	275.12	1.0192	0.07214	251.19	274.28	1.0062
40	0.08660	260.17	284.42	1.0494	0.07518	259.61	283.67	1.0367
50	0.08992	268.64	293.81	1.0789	0.07815	268.14	293.15	1.0665
60	0.09319	277.23	303.32	1.1079	0.08106	276.79	302.72	1.0957
70	0.09641	285.96	312.95	1.1364	0.08392	285.56	312.41	1.1243
80	0.09960	294.82	322.71	1.1644	0.08674	294.46	322.22	1.1525
90	0.10275	303.83	332.60	1.1920	0.08953	303.50	332.15	1.1802
100	0.10587	312.98	342.62	1.2193	0.09229	312.68	342.21	1.2076
110	0.10897	322.27	352.78	1.2461	0.09503	322.00	352.40	1.2345
120	0.11205	331.71	363.08	1.2727	0.09774	331.45	362.73	1.2611
	P = 0.40 MPa (T_{doyma} = 8.93°C)				P = 0.50 MPa (T_{doyma} = 15.74°C)			
Doymuş	0.05089	231.97	252.32	0.9145	0.04086	235.64	256.07	0.9117
10	0.05119	232.87	253.35	0.9182				
20	0.05397	241.37	262.96	0.9515	0.04188	239.40	260.34	0.9264
30	0.05662	249.89	272.54	0.8937	0.04416	248.20	270.28	0.9597
40	0.05917	258.47	282.14	1.0148	0.04633	256.99	280.16	0.9918
50	0.06164	267.13	291.79	1.0452	0.04842	265.83	290.04	1.0229
60	0.06405	275.89	301.51	1.0748	0.05043	274.73	299.95	1.0531
70	0.06641	284.75	311.32	1.1038	0.05240	283.72	309.92	1.0825
80	0.06873	293.73	321.23	1.1322	0.05432	292.80	319.96	1.1114
90	0.07102	302.84	331.25	1.1602	0.05620	302.00	330.10	1.1397
100	0.07327	312.07	341.38	1.1878	0.05805	311.31	340.33	1.1675
110	0.07550	321.44	351.64	1.2149	0.05988	320.74	350.68	1.1949
120	0.07771	330.94	362.03	1.2417	0.06168	330.30	361.14	1.2218
130	0.07991	340.58	372.54	1.2681	0.06347	339.98	371.72	1.2484
140	0.08208	350.35	383.18	1.2941	0.06524	349.79	382.42	1.2746

TABLO A-16
(Devam)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	P = 0.60 MPa (T_{doyma} = 21.58°C)				P = 0.70 MPa (T_{doyma} = 26.72°C)			
Doymuş	0.03408	238.74	259.19	0.9097	0.02918	241.42	261.85	0.9080
30	0.03581	246.41	267.89	0.9388	0.02979	244.51	265.37	0.9197
40	0.03774	255.45	278.09	0.9719	0.03157	253.83	275.93	0.9539
50	0.03958	264.48	288.23	1.0037	0.03324	263.08	286.35	0.9867
60	0.04134	273.54	298.35	1.0346	0.03482	272.31	296.69	1.0182
70	0.04304	282.66	308.48	1.0645	0.03634	281.57	307.01	1.0487
80	0.04469	291.86	318.67	1.0938	0.03781	290.88	317.35	1.0784
90	0.04631	301.14	328.93	1.1225	0.03924	300.27	327.74	1.1074
100	0.04790	310.53	339.27	1.1505	0.04064	309.74	338.19	1.1358
110	0.04946	320.03	349.70	1.1781	0.04201	319.31	348.71	1.1637
120	0.05099	329.64	360.24	1.2053	0.04335	328.98	359.33	1.1910
130	0.05251	339.38	370.88	1.2320	0.04468	338.76	370.04	1.2179
140	0.05402	349.23	381.64	1.2584	0.04599	348.66	380.86	1.2444
150	0.05550	359.21	392.52	1.2844	0.04729	358.68	391.79	1.2706
160	0.05698	369.32	403.51	1.3100	0.04857	368.82	402.82	1.2963
	P = 0.80 MPa (T_{doyma} = 31.33°C)				P = 0.90 MPa (T_{doyma} = 35.53°C)			
Doymuş	0.02547	243.78	264.15	0.9066	0.02255	245.88	266.18	0.9054
40	0.02691	252.13	273.66	0.9374	0.02325	250.32	271.25	0.9217
50	0.02846	261.62	284.39	0.9711	0.02472	260.09	282.34	0.9566
60	0.02992	271.04	294.98	1.0034	0.02609	269.72	293.21	0.9897
70	0.03131	280.45	305.50	1.0345	0.02738	279.30	303.94	1.0214
80	0.03264	289.89	316.00	1.0647	0.02861	288.87	314.62	1.0521
90	0.03393	299.37	326.52	1.0940	0.02980	298.46	325.28	1.0819
100	0.03519	308.93	337.08	1.1227	0.03095	308.11	335.96	1.1109
110	0.03642	318.57	347.71	1.1508	0.03207	317.82	346.68	1.1392
120	0.03762	328.31	358.40	1.1784	0.03316	327.62	357.47	1.1670
130	0.03881	338.14	369.19	1.2055	0.03423	337.52	368.33	1.1943
140	0.03997	348.09	380.07	1.2321	0.03529	347.51	379.27	1.2211
150	0.04113	358.15	391.05	1.2584	0.03633	357.61	390.31	1.2475
160	0.04227	368.32	402.14	1.2843	0.03736	367.82	401.44	1.2735
170	0.04340	378.61	413.33	1.3098	0.03838	378.14	412.68	1.2992
180	0.04452	389.02	424.63	1.3351	0.03939	388.57	424.02	1.3245

TABLO A-16
(Devam)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
	P = 1.00 MPa (T_{doyma} = 39.39°C)				P = 1.20 MPa (T_{doyma} = 46.32°C)			
Doymuş	0.02020	247.77	267.97	0.9043	0.01663	251.03	270.99	0.9023
40	0.02029	248.39	268.68	0.9066				
50	0.02171	258.48	280.19	0.9428	0.01712	254.98	275.52	0.9164
60	0.02301	268.35	291.36	0.9768	0.01835	265.42	287.44	0.9527
70	0.02423	278.11	302.34	1.0093	0.01947	275.59	298.96	0.9868
80	0.02538	287.82	313.20	1.0405	0.02051	285.62	310.24	1.0192
90	0.02649	297.53	324.01	1.0707	0.02150	295.59	321.39	1.0503
100	0.02755	307.27	334.82	1.1000	0.02244	305.54	332.47	1.0804
110	0.02858	317.06	345.65	1.1286	0.02335	315.50	343.52	1.1096
120	0.02959	326.93	356.52	1.1567	0.02423	325.51	354.58	1.1381
130	0.03058	336.88	367.46	1.1841	0.02508	335.58	365.68	1.1660
140	0.03154	346.92	378.46	1.2111	0.02592	345.73	376.83	1.1933
150	0.03250	357.06	389.56	1.2376	0.02674	355.95	388.04	1.2201
160	0.03344	367.31	400.74	1.2638	0.02754	366.27	399.33	1.2465
170	0.03436	377.66	412.02	1.2895	0.02834	376.69	410.70	1.2724
180	0.03528	388.12	423.40	1.3149	0.02912	387.21	422.16	1.2980
	P = 1.40 MPa (T_{doyma} = 52.43°C)				P = 1.60 MPa (T_{doyma} = 57.92°C)			
Doymuş	0.01405	253.74	273.40	0.9003	0.01208	256.00	275.33	0.8982
60	0.01495	262.17	283.10	0.9297	0.01233	258.48	278.20	0.9069
70	0.01603	272.87	295.31	0.9658	0.01340	269.89	291.33	0.9457
80	0.01701	283.29	307.10	0.9997	0.01435	280.78	303.74	0.9813
90	0.01792	293.55	318.63	1.0319	0.01521	291.39	315.72	1.0148
100	0.01878	303.73	330.02	1.0628	0.01601	301.84	327.46	1.0467
110	0.01960	313.88	341.32	1.0927	0.01677	312.20	339.04	1.0773
120	0.02039	324.05	352.59	1.1218	0.01750	322.53	350.53	1.1069
130	0.02115	334.25	363.86	1.1501	0.01820	332.87	361.99	1.1357
140	0.02189	344.50	375.15	1.1777	0.01887	343.24	373.44	1.1638
150	0.02262	354.82	386.49	1.2048	0.01953	353.66	384.91	1.1912
160	0.02333	365.22	397.89	1.2315	0.02017	364.15	396.43	1.2181
170	0.02403	375.71	409.36	1.2576	0.02080	374.71	407.99	1.2445
180	0.02472	386.29	420.90	1.2834	0.02142	385.35	419.62	1.2704
190	0.02541	396.96	432.53	1.3088	0.02203	396.08	431.33	1.2960
200	0.02608	407.73	444.24	1.3338	0.02263	406.90	443.11	1.3212

BLO A-17

ıvanın mükemmel gaz varsayımıyla özelikleri

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/(kg · K)
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.295 59
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.344 44
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.391 05
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.435 57
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.478 24
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.519 17
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.558 48
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.596 34
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.632 79
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.650 55
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.668 02
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.685 15
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.702 03
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.718 65
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.734 98
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1 751 06
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.766 90
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.782 49
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.797 83
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.827 90
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.857 08
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.885 43
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.913 13
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.940 01
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.966 33
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.991 94
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.016 99
420	421 26	4.522	300.69	266.6	2.041 42
430	431 43	4.915	307.99	251.1	2.065 33
440	441 61	5.332	315.30	236.8	2.088 70
450	451 80	5.775	322.62	223.6	2.111 61
460	462.02	6.245	329 97	211.4	2.134 07
470	472 24	6.742	337.32	200.1	2.156 04
480	482 49	7.268	344.70	189.5	2.177 60
490	492 74	7.824	352.08	179 7	2.198 76
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.219 52
510	513.32	9.031	366 92	162.1	2.239 93
520	523.63	9.684	374 36	154.1	2.259 97
530	533 98	10.37	381.84	146.7	2.279 67
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.299 06
550	554 74	11.86	396.86	133.1	2.318 09
560	565 17	12 66	404.42	127.0	2.336 85
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.355 31
580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.373 48
590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.391 40
600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.409.02
610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.426 44
620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.443 56
630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.460 48
640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.477 16
650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.493 64
660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.509 65
670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.525 89
680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.541 75
690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.557 31
700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.572 77
710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.588 10
720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.603 19
730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.618 03
740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.632 80
750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.647 37
760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.661 76
780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.690 13
800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.717 67
820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.745 04
840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.771 70
860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.797 83
880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.823 44
900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.848 56
920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.873 24
940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.897 48
960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.921 28
980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.944 68
1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.967 70
1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.990 34
1040	1091.85	133.3	793.36	22.39	3.012 60
1060	1114.86	143 9	810.62	21.14	3.034 49
1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.056 08
1100	1161.07	167 1	845.33	18.896	3.077 32
1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.098 25
1140	1207.57	193.1	880 35	16.946	3.118 83
1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.139 16
1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.159 16
1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.178 88
1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.198 34
1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.217 51

TABLO A-17

(Devam)

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/(kg · K)
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.236 38
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.255 10
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.273 45
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.291 60
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.309 59
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.327 24
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.344 74
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.362 00
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.379 01
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.395 86
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.412 47
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.428 92
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.445 16
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.461 20
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.477 12
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.492 76
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.508 29
1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.523 64
1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.538 79
1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.553 81
1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.568 67
1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.583 35
1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1800	2003.3	1310	1487.2	3.944	3.6684
1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
2100	2377.4	2559	1775.3	2.356	3.8605
2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Kaynak: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. düzenleme, McGraw-Hill, New York, 1983, s. 785-786, Tablo A-5M. İlk olarak J. H. Keenan ve J. Kaye, *Gas Tables*, Wiley, New York, 1948'de yayımlanmıştır.

TABLO A-18

zot, N_2'nin mükemmel gaz varsayımıyla özelikleri

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0
220	6,391	4,562	182.639
230	6,683	4,770	183.938
240	6,975	4,979	185.180
250	7,266	5,188	186.370
260	7,558	5,396	187.514
270	7,849	5,604	188.614
280	8,141	5,813	189.673
290	8,432	6,021	190.695
298	8,669	6,190	191.502
300	8,723	6,229	191.682
310	9,014	6,437	192.638
320	9,306	6,645	193.562
330	9,597	6,853	194.459
340	9,888	7,061	195.328
350	10,180	7,270	196.173
360	10,471	7,478	196.995
370	10,763	7,687	197.794
380	11,055	7,895	198.572
390	11,347	8,104	199.331
400	11,640	8,314	200.071
410	11,932	8,523	200.794
420	12,225	8,733	201.499
430	12,518	8,943	202.189
440	12,811	9,153	202.863
450	13,105	9,363	203.523
460	13,399	9,574	204.170
470	13,693	9,786	204.803
480	13,988	9,997	205.424
490	14,285	10,210	206.033
500	14,581	10,423	206.630
510	14,876	10,635	207.216
520	15,172	10,848	207.792
530	15,469	11,062	208.358
540	15,766	11,277	208.914
550	16,064	11,492	209.461
560	16,363	11,707	209.999
570	16,662	11,923	210.528
580	16,962	12,139	211.049
590	17,262	12,356	211.562
600	17,563	12,574	212.066
610	17,864	12,792	212.564
620	18,166	13,011	213.055
630	18,468	13,230	213.541
640	18,772	13,450	214.018
650	19,075	13,671	214.489
660	19,380	13,892	214.954
670	19,685	14,114	215.413
680	19,991	14,337	215.866
690	20,297	14,560	216.314
700	20,604	14,784	216.756
710	20,912	15,008	217.192
720	21,220	15,234	217.624
730	21,529	15,460	218.059
740	21,839	15,686	218.472
750	22,149	15,913	218.889
760	22,460	16,141	219.301
770	22,772	16,370	219.709
780	23,085	16,599	220.113
790	23,398	16,830	220.512
800	23,714	17,061	220.907
810	24,027	17,292	221.298
820	24,342	17,524	221.684
830	24,658	17,757	222.067
840	24,974	17,990	222.447
850	25,292	18,224	222.822
860	25,610	18,459	223.194
870	25,928	18,695	223.562
880	26,248	18,931	223.927
890	26,568	19,168	224.288
900	26,890	19,407	224.647
910	27,210	19,644	225.002
920	27,532	19,883	225.353
930	27,854	20,122	225.701
940	28,178	20,362	226.047
950	28,501	20,603	226.389
960	28,826	20,844	226.728
970	29,151	21,086	227.064
980	29,476	21,328	227.398
990	29,803	21,571	227.728

TABLO A-18

(Devam)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
1000	30,129	21,815	228.057
1020	30,784	22,304	228.706
1040	31,442	22,795	229.344
1060	32,101	23,288	229.973
1080	32,762	23,782	230.591
1100	33,426	24,280	231.199
1120	34,092	24,780	231.799
1140	34,760	25,282	232.391
1160	35,430	25,786	232.973
1180	36,104	26,291	233.549
1200	36,777	26,799	234.115
1220	37,452	27,308	234.673
1240	38,129	27,819	235.223
1260	38,807	28,331	235.766
1280	39,488	28,845	236.302
1300	40,170	29,361	236.831
1320	40,853	29,378	237.353
1340	41,539	30,398	237.867
1360	42,227	30,919	238.376
1380	42,915	31,441	238.878
1400	43,605	31,964	239.375
1420	44,295	32,489	239.865
1440	44,988	33,014	240.350
1460	45,682	33,543	240.827
1480	46,377	34,071	241.301
1500	47,073	34,601	241.768
1520	47,771	35,133	242.228
1540	48,470	35,665	242.685
1560	49,168	36,197	243.137
1580	49,869	36,732	243.585
1600	50,571	37,268	244.028
1620	51,275	37,806	244.464
1640	51,980	38,344	244.896
1660	52,686	38,884	245.324
1680	53,393	39,424	245.747
1700	54,099	39,965	246.166
1720	54,807	40,507	246.580
1740	55,516	41,049	246.990
1760	56,227	41,594	247.396
1780	56,938	42,139	247.798
1800	57,651	42,685	248.195
1820	58,363	43,231	248.589
1840	59,075	43,777	248.979
1860	59,790	44,324	249.365
1880	60,504	44,873	249.748
1900	61,220	45,423	250.128
1920	61,936	45,973	250.502
1940	62,654	46,524	250.874
1960	63,381	47,075	251.242
1980	64,090	47,627	251.607
2000	64,810	48,181	251.969
2050	66,612	49,567	252.858
2100	68,417	50,957	253.726
2150	70,226	52,351	254.578
2200	72,040	53,749	255.412
2250	73,856	55,149	256.227
2300	75,676	56,553	257.027
2350	77,496	57,958	257.810
2400	79,320	59,366	258.580
2450	81,149	60,779	259.332
2500	82,981	62,195	260.073
2550	84,814	63,613	260.799
2600	86,650	65,033	261.512
2650	88,488	66,455	262.213
2700	90,328	67,880	262.902
2750	92,171	69,306	263.577
2800	94,014	70,734	264.241
2850	95,859	72,163	264.895
2900	97,705	73,593	265.538
2950	99,556	75,028	266.170
3000	101,407	76,464	266.793
3050	103,260	77,902	267.404
3100	105,115	79,341	268.007
3150	106,972	80,782	268.601
3200	108,830	82,224	269.186
3250	110,690	83,668	269.763

Kaynak: A-18 ile A-25 arasındaki tablolar, Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. düzenleme, McGraw-Hill, New York, 1983, s. 787-798'den uyarlanmıştır. Tablolar ilk olarak JANAF, *Thermochemical Tables*, NSRDS-NBS-37, 1971 adlı yayında yer almıştır.

TABLO A-19

O_2, Oksijen'in mükemmel gaz varsayımıyla özelikleri

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0
220	6,404	4,575	196.171
230	6,694	4,782	197.461
240	6,984	4,989	198.696
250	7,275	5,197	199.885
260	7,566	5,405	201.027
270	7,858	5,613	202.128
280	8,150	5,822	203.191
290	8,443	6,032	204.218
298	8,682	6,203	205.033
300	8,736	6,242	205.213
310	9,030	6,453	206.177
320	9,325	6,664	207.112
330	9,620	6,877	208.020
340	9,916	7,090	208.904
350	10,213	7,303	209.765
360	10,511	7,518	210.604
370	10,809	7,733	211.423
380	11,109	7,949	212.222
390	11,409	8,166	213.002
400	11,711	8,384	213.765
410	12,012	8,603	214.510
420	12,314	8,822	215.241
430	12,618	9,043	215.955
440	12,923	9,264	216.656
450	13,228	9,487	217.342
460	13,525	9,710	218.016
470	13,842	9,935	218.676
480	14,151	10,160	219.326
490	14,460	10,386	219.963
500	14,770	10,614	220.589
510	15,082	10,842	221.206
520	15,395	11,071	221.812
530	15,708	11,301	222.409
540	16,022	11,533	222.997
550	16,338	11,765	223.576
560	16,654	11,998	224.146
570	16,971	12,232	224.708
580	17,290	12,467	225.262
590	17,609	12,703	225.808
600	17,929	12,940	226.346
610	18,250	13,178	226.877
620	18,572	13,417	227.400
630	18,895	13,657	227.918
640	19,219	13,898	228.429
650	19,544	14,140	228.932
660	19,870	14,383	229.430
670	20,197	14,626	229.920
680	20,524	14,871	230.405
690	20,854	15,116	230.885
700	21,184	15,364	231.358
710	21,514	15,611	231.827
720	21,845	15,859	232.291
730	22,177	16,107	232.748
740	22,510	16,357	233.201
750	22,844	16,607	233.649
760	23,178	16,859	234.091
770	23,513	17,111	234.528
780	23,850	17,364	234.960
790	24,186	17,618	235.387
800	24,523	17,872	235.810
810	24,861	18,126	236.230
820	25,199	18,382	236.644
830	25,537	18,637	237.055
840	25,877	18,893	237.462
850	26,218	19,150	237.864
860	26,559	19,408	238.264
870	26,899	19,666	238.660
880	27,242	19,925	239.051
890	27,584	20,185	239.439
900	27,928	20,445	239.823
910	28,272	20,706	240.203
920	28,616	20,967	240.580
930	28,960	21,228	240.953
940	29,306	21,491	241.323
950	29,652	21,754	241.689
960	29,999	22,017	242.052
970	30,345	22,280	242.411
980	30,692	22,544	242.768
990	31,041	22,809	243.120

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
1000	31,389	23,075	243.471
1020	32,088	23,607	244.164
1040	32,789	24,142	244.844
1060	33,490	24,677	245.513
1080	34,194	25,214	246.171
1100	34,899	25,753	246.818
1120	35,606	26,294	247.454
1140	36,314	26,836	248.081
1160	37,023	27,379	248.698
1180	37,734	27,923	249.307
1200	38,447	28,469	249.906
1220	39,162	29,018	250.497
1240	39,877	29,568	251.079
1260	40,594	30,118	251.653
1280	41,312	30,670	252.219
1300	42,033	31,224	252.776
1320	42,753	31,778	253.325
1340	43,475	32,334	253.868
1360	44,198	32,891	254.404
1380	44,923	33,449	254.932
1400	45,648	34,008	255.454
1420	46,374	34,567	255.968
1440	47,102	35,129	256.475
1460	47,831	35,692	256.978
1480	48,561	36,256	257.474
1500	49,292	36,821	257.965
1520	50,024	37,387	258.450
1540	50,756	37,952	258.928
1560	51,490	38,520	259.402
1580	52,224	39,088	259.870
1600	52,961	39,658	260.333
1620	53,696	40,227	260.791
1640	54,434	40,799	261.242
1660	55,172	41,370	261.690
1680	55,912	41,944	262.132
1700	56,652	42,517	262.571
1720	57,394	43,093	263.005
1740	58,136	43,669	263.435
1760	58,880	44,247	263.861
1780	59,624	44,825	264.283
1800	60,371	45,405	264.701
1820	61,118	45,986	265.113
1840	61,866	46,568	265.521
1860	62,616	47,151	265.925
1880	63,365	47,734	266.326
1900	64,116	48,319	266.722
1920	64,868	48,904	267.115
1940	65,620	49,490	267.505
1960	66,374	50,078	267.891
1980	67,127	50,665	268.275
2000	67,881	51,253	268.655
2050	69,772	52,727	269.588
2100	71,668	54,208	270.504
2150	73,573	55,697	271.399
2200	75,484	57,192	272.278
2250	77,397	58,690	273.136
2300	79,316	60,193	273.991
2350	81,243	61,704	274.809
2400	83,174	63,219	275.625
2450	85,112	64,742	276.424
2500	87,057	66,271	277.207
2550	89,004	67,802	277.979
2600	90,956	69,339	278.738
2650	92,916	70,883	279.485
2700	94,881	72,433	280.219
2750	96,852	73,987	280.942
2800	98,826	75,546	281.654
2850	100,808	77,112	282.357
2900	102,793	78,682	283.048
2950	104,785	80,258	283.728
3000	106,780	81,837	284.399
3050	108,778	83,419	285.060
3100	110,784	85,009	285.713
3150	112,795	86,601	286.355
3200	114,809	88,203	286.989
3250	116,827	89,804	287.614

TABLO A-20

CO_2, Karbon dioksit'in mükemmel gaz varsayımıyla özelikleri

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0
220	6,601	4,772	202.966
230	6,938	5,026	204.464
240	7,280	5,285	205.920
250	7,627	5,548	207.337
260	7,979	5,817	208.717
270	8,335	6,091	210.062
280	8,697	6,369	211.376
290	9,063	6,651	212.660
298	9,364	6,885	213.685
300	9,431	6,939	213.915
310	9,807	7,230	215.146
320	10,186	7,526	216.351
330	10,570	7,826	217.534
340	10,959	8,131	218.694
350	11,351	8,439	219.831
360	11,748	8,752	220.948
370	12,148	9,068	222.044
380	12,552	9,392	223.122
390	12,960	9,718	224.182
400	13,372	10,046	225.225
410	13,787	10,378	226.250
420	14,206	10,714	227.258
430	14,628	11,053	228.252
440	15,054	11,393	229.230
450	15,483	11,742	230.194
460	15,916	12,091	231.144
470	16,351	12,444	232.080
480	16,791	12,800	233.004
490	17,232	13,158	233.916
500	17,678	13,521	234.814
510	18,126	13,885	235.700
520	18,576	14,253	236.575
530	19,029	14,622	237.439
540	19,485	14,996	238.292
550	19,945	15,372	239.135
560	20,407	15,751	239.962
570	20,870	16,131	240.789
580	21,337	16,515	241.602
590	21,807	16,902	242.405
600	22,280	17,291	243.199
610	22,754	17,683	243.983
620	23,231	18,076	244.758
630	23,709	18,471	245.524
640	24,190	18,869	246.282
650	24,674	19,270	247.032
660	25,160	19,672	247.773
670	25,648	20,078	248.507
680	26,138	20,484	249.233
690	26,631	20,894	249.952
700	27,125	21,305	250.663
710	27,622	21,719	251.368
720	28,121	22,134	252.065
730	28,622	22,552	252.755
740	29,124	22,972	253.439
750	29,629	23,393	254.117
760	30,135	23,817	254.787
770	30,644	24,242	255.452
780	31,154	24,669	256.110
790	31,665	25,097	256.762
800	32,179	25,527	257.408
810	32,694	25,959	258.048
820	33,212	26,394	258.682
830	33,730	26,829	259.311
840	34,251	27,267	259.934
850	34,773	27,706	260.551
860	35,296	28,125	261.164
870	35,821	28,588	261.770
880	36,347	29,031	262.371
890	36,876	29,476	262.968
900	37,405	29,922	263.559
910	37,935	30,369	264.146
920	38,467	30,818	264.728
930	39,000	31,268	265.304
940	39,535	31,719	265.877
950	40,070	32,171	266.444
960	40,607	32,625	267.007
970	41,145	33,081	267.566
980	41,685	33,537	268.119
990	42,226	33,995	268.670

TABLO A-20

(*Devam*)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
1000	42,769	34,455	269.215
1020	43,859	35,378	270.293
1040	44,953	36,306	271.354
1060	46,051	37,238	272.400
1080	47,153	38,174	273.430
1100	48,258	39,112	274.445
1120	49,369	40,057	275.444
1140	50,484	41,006	276.430
1160	51,602	41,957	277.403
1180	52,724	42,913	278.361
1200	53,848	43,871	279.307
1220	54,977	44,834	280.238
1240	56,106	45,799	281.158
1260	57,244	46,768	282.066
1280	58,381	47,739	282.962
1300	59,522	48,713	283.847
1320	60,666	49,691	284.722
1340	61,813	50,672	285.586
1360	62,963	51,656	286.439
1380	64,116	52,643	287.283
1400	65,271	53,631	288.106
1420	66,427	54,621	288.934
1440	67,586	55,614	289.743
1460	68,748	56,609	290.542
1480	66,911	57,606	291.333
1500	71,078	58,606	292.114
1520	72,246	59,609	292.888
1540	73,417	60,613	292.654
1560	74,590	61,620	294.411
1580	76,767	62,630	295.161
1600	76,944	63,741	295.901
1620	78,123	64,653	296.632
1640	79,303	65,668	297.356
1660	80,486	66,592	298.072
1680	81,670	67,702	298.781
1700	82,856	68,721	299.482
1720	84,043	69,742	300.177
1740	85,231	70,764	300.863
1760	86,420	71,787	301.543
1780	87,612	72,812	302.217
1800	88,806	73,840	302.884
1820	90,000	74,868	303.544
1840	91,196	75,897	304.198
1860	92,394	76,929	304.845
1880	93,593	77,962	305.487
1900	94,793	78,996	306.122
1920	95,995	80,031	306.751
1940	97,197	81,067	307.374
1960	98,401	82,105	307.992
1980	99,606	83,144	308.604
2000	100,804	84,185	309.210
2050	103,835	86,791	310.701
2100	106,864	89,404	312.160
2150	109,898	92,023	313.589
2200	112,939	94,648	314.988
2250	115,984	97,277	316.356
2300	119,035	99,912	317.695
2350	122,091	102,552	319.011
2400	125,152	105,197	320.302
2450	128,219	107,849	321.566
2500	131,290	110,504	322.808
2550	134,368	113,166	324.026
2600	137,449	115,832	325.222
2650	140,533	118,500	326.396
2700	143,620	121,172	327.549
2750	146,713	123,849	328.684
2800	149,808	126,528	329.800
2850	152,908	129,212	330.896
2900	156,009	131,898	331.975
2950	159,117	134,589	333.037
3000	162,226	137,283	334.084
3050	165,341	139,982	335.114
3100	168,456	142,681	336.126
3150	171,576	145,385	337.124
3200	174,695	148,089	338.109
3250	177,822	150,801	339.069

TABLO A-21

CO. Karbon monoksit'in mükemmel gaz varsayımıyla özelikleri

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0
220	6,391	4,562	188.683
230	6,683	4,771	189.980
240	6,975	4,979	191.221
250	7,266	5,188	192.411
260	7,558	5,396	193.554
270	7,849	5,604	194.654
280	8,140	5,812	195.713
290	8,432	6,020	196.735
298	8,669	6,190	197.543
300	8,723	6,229	197.723
310	9,014	6,437	198.678
320	9,306	6,645	199.603
330	9,597	6,854	200.500
340	9,889	7,062	201.371
350	10,181	7,271	202.217
360	10,473	7,480	203.040
370	10,765	7,689	203.842
380	11,058	7,899	204.622
390	11,351	8,108	205.383
400	11,644	8,319	206.125
410	11,938	8,529	206.850
420	12,232	8,740	207.549
430	12,526	8,951	208.252
440	12,821	9,163	208.929
450	13,116	9,375	209.593
460	13,412	9,587	210.243
470	13,708	9,800	210.880
480	14,005	10,014	211.504
490	14,302	10,228	212.117
500	14,600	10,443	212.719
510	14,898	10,658	213.310
520	15,197	10,874	213.890
530	15,497	11,090	214.460
540	15,797	11,307	215.020
550	16,097	11,524	215.572
560	16,399	11,743	216.115
570	16,701	11,961	216.649
580	17,003	12,181	217.175
590	17,307	12,401	217.693
600	17,611	12,622	218.204
610	17,915	12,843	218.708
620	18,221	13,066	219.205
630	18,527	13,289	219.695
640	18,833	13,512	220.179
650	19,141	13,736	220.656
660	19,449	13,962	221.127
670	19,758	14,187	221.592
680	20,068	14,414	222.052
690	20,378	14,641	222.505
700	20,690	14,870	222.953
710	21,002	15,099	223.396
720	21,315	15,328	223.833
730	21,628	15,558	224.265
740	21,943	15,789	224.692
750	22,258	16,022	225.115
760	22,573	16,255	225.533
770	22,890	16,488	225.947
780	23,208	16,723	226.357
790	23,526	16,957	226.762
800	23,844	17,193	227.162
810	24,164	17,429	227.559
820	24,483	17,665	227.952
830	24,803	17,902	228.339
840	25,124	18,140	228.724
850	25,446	18,379	229.106
860	25,768	18,617	229.482
870	26,091	18,858	229.856
880	26,415	19,099	230.227
890	26,740	19,341	230.593
900	27,066	19,583	230.957
910	27,392	19,826	231.317
920	27,719	20,070	231.674
930	28,046	20,314	232.028
940	28,375	20,559	232.379
950	28,703	20,805	232.727
960	29,033	21,051	233.072
970	29,362	21,298	233.413
980	29,693	21,545	233.752
990	30,024	21,793	234.088

TABLO A-21

(Devam)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
1000	30,355	22,041	234.421
1020	31,020	22,540	235.079
1040	31,688	23,041	235.728
1060	32,357	23,544	236.364
1080	33,029	24,049	236.992
1100	33,702	24,557	237.609
1120	34,377	25,065	238.217
1140	35,054	25,575	238.817
1160	35,733	26,088	239.407
1180	36,406	26,602	239.989
1200	37,095	27,118	240.663
1220	37,780	27,637	241.128
1240	38,466	28,426	241.686
1260	39,154	28,678	242.236
1280	39,844	29,201	242.780
1300	40,534	29,725	243.316
1320	41,226	30,251	243.844
1340	41,919	30,778	244.366
1360	42,613	31,306	244.880
1380	43,309	31,836	245.388
1400	44,007	32,367	245.889
1420	44,707	32,900	246.385
1440	45,408	33,434	246.876
1460	46,110	33,971	247.360
1480	46,813	34,508	247.839
1500	47,517	35,046	248.312
1520	48,222	35,584	248.778
1540	48,928	36,124	249.240
1560	49,635	36,665	249.695
1580	50,344	37,207	250.147
1600	51,053	37,750	250.592
1620	51,763	38,293	251.033
1640	52,472	38,837	251.470
1660	53,184	39,382	251.901
1680	53,895	39,927	252.329
1700	54,609	40,474	252.751
1720	55,323	41,023	253.169
1740	56,039	41,572	253.582
1760	56,756	42,123	253.991
1780	57,473	42,673	254.398
1800	58,191	43,225	254.797
1820	58,910	43,778	255.194
1840	59,629	44,331	255.587
1860	60,351	44,886	255.976
1880	61,072	45,441	256.361
1900	61,794	45,997	256.743
1920	62,516	46,552	257.122
1940	63,238	47,108	257.497
1960	63,961	47,665	257.868
1980	64,684	48,221	258.236
2000	65,408	48,780	258.600
2050	67,224	50,179	259.494
2100	69,044	51,584	260.370
2150	70,864	52,988	261.226
2200	72,688	54,396	262.065
2250	74,516	55,809	262.887
2300	76,345	57,222	263.692
2350	78,178	58,640	264.480
2400	80,015	60,060	265.253
2450	81,852	61,482	266.012
2500	83,692	62,906	266.755
2550	85,537	64,335	267.485
2600	87,383	65,766	268.202
2650	89,230	67,197	268.905
2700	91,077	68,628	269.596
2750	92,930	70,066	270.285
1800	94,784	71,504	270.943
2850	96,639	72,945	271.602
2900	98,495	74,383	272.249
2950	100,352	75,825	272.884
3000	102,210	77,267	273.508
3050	104,073	78,715	274.123
3100	105,939	80,164	274.730
3150	107,802	81,612	275.326
3200	109,667	83,061	275.914
3250	111,534	84,513	276.494

TABLO A-22

H_2, Hidrojen'in mükemmel gaz varsayımıyla özelikleri

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0
260	7,370	5,209	126.636
270	7,657	5,412	127.719
280	7,945	5,617	128.765
290	8,233	5,822	129.775
298	8,468	5,989	130.574
300	8,522	6,027	130.754
320	9,100	6,440	132.621
340	9,680	6,853	134.378
360	10,262	7,268	136.039
380	10,843	7,684	137.612
400	11,426	8,100	139.106
420	12,010	8,518	140.529
440	12,594	8,936	141.888
460	13,179	9,355	143.187
480	13,764	9,773	144.432
500	14,350	10,193	145.628
520	14,935	10,611	146.775
560	16,107	11,451	148.945
600	17,280	12,291	150.968
640	18,453	13,133	152.863
680	19,630	13,976	154.645
720	20,807	14,821	156.328
760	21,988	15,669	157.923
800	23,171	16,520	159.440
840	24,359	17,375	160.891
880	25,551	18,235	162.277
920	26,747	19,098	163.607
960	27,948	19,966	164.884
1000	29,154	20,839	166.114
1040	30,364	21,717	167.300
1080	31,580	22,601	168.449
1120	32,802	23,490	169.560
1160	34,028	24,384	170.636
1200	35,262	25,284	171.682
1240	36,502	26,192	172.698
1280	37,749	27,106	173.687
1320	39,002	28,027	174.652
1360	40,263	28,955	175.593
1400	41,530	29,889	176.510
1440	42,808	30,835	177.410
1480	44,091	31,786	178.291
1520	45,384	32,746	179.153
1560	46,683	33,713	179.995
1600	47,990	34,687	180.820
1640	49,303	35,668	181.632
1680	50,622	36,654	182.428
1720	51,947	37,646	183.208
1760	53,279	38,645	183.973
1800	54,618	39,652	184.724
1840	55,962	40,663	185.463
1880	57,311	41,680	186.190
1920	58,668	42,705	186.904
1960	60,031	43,735	187.607
2000	61,400	44,771	188.297
2050	63,119	46,074	189.148
2100	64,847	47,386	189.979
2150	66,584	48,708	190.796
2200	68,328	50,037	191.598
2250	70,080	51,373	192.385
2300	71,839	52,716	193.159
2350	73,608	54,069	193.921
2400	75,383	55,429	194.669
2450	77,168	56,798	195.403
2500	78,960	58,175	196.125
2550	80,755	59,554	196.837
2600	82,558	60,941	197.539
2650	84,368	62,335	198.229
2700	86,186	63,737	198.907
2750	88,008	65,144	199.575
2800	89,838	66,558	200.234
2850	91,671	67,976	200.885
2900	93,512	69,401	201.527
2950	95,358	70,831	202.157
3000	97,211	72,268	202.778
3050	99,065	73,707	203.391
3100	100,926	75,152	203.995
3150	102,793	76,604	204.592
3200	104,667	78,061	205.181
3250	106,545	79,523	205.765

TABLO A-23

H_2O, su buharının mükemmel gaz varsayımıyla özelikleri

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0
220	7,295	5,466	178.576
230	7,628	5,715	180.054
240	7,961	5,965	181.471
250	8,294	6,215	182.831
260	8,627	6,466	184.139
270	8,961	6,716	185.399
280	9,296	6,968	186.616
290	9,631	7,219	187.791
298	9,904	7,425	188.720
300	9,966	7,472	188.928
310	10,302	7,725	190.030
320	10,639	7,978	191.098
330	10,976	8,232	192.136
340	11,314	8,487	193.144
350	11,652	8,742	194.125
360	11,992	8,998	195.081
370	12,331	9,255	196.012
380	12,672	9,513	196.920
390	13,014	9,771	197.807
400	13,356	10,030	198.673
410	13,699	10,290	199.521
420	14,043	10,551	200.350
430	14,388	10,813	201.160
440	14,734	11,075	201.955
450	15,080	11,339	202.734
460	15,428	11,603	203.497
470	15,777	11,869	204.247
480	16,126	12,135	204.982
490	16,477	12,403	205.705
500	16,828	12,671	206.413
510	17,181	12,940	207.112
520	17,534	13,211	207.799
530	17,889	13,482	208.475
540	18,245	13,755	209.139
550	18,601	14,028	209.795
560	18,959	14,303	210.440
570	19,318	14,579	211.075
580	19,678	14,856	211.702
590	20,039	15,134	212.320
600	20,402	15,413	212.920
610	20,765	15,693	213.529
620	21,130	15,975	214.122
630	21,495	16,257	214.707
640	21,862	16,541	215.285
650	22,230	16,826	215.856
660	22,600	17,112	216.419
670	22,970	17,399	216.976
680	23,342	17,688	217.527
690	23,714	17,978	218.071
700	24,088	18,268	218.610
710	24,464	18,561	219.142
720	24,840	18,854	219.668
730	25,218	19,148	220.189
740	25,597	19,444	220.707
750	25,977	19,741	221.215
760	26,358	20,039	221.720
770	26,741	20,339	222.221
780	27,125	20,639	222.717
790	27,510	20,941	223.207
800	27,896	21,245	223.693
810	28,284	21,549	224.174
820	28,672	21,855	224.651
830	29,062	22,162	225.123
840	29,454	22,470	225.592
850	29,846	22,779	226.057
860	30,240	23,090	226.517
870	30,635	23,402	226.973
880	31,032	23,715	227.426
890	31,429	24,029	227.875
900	31,828	24,345	228.321
910	32,228	24,662	228.763
920	32,629	24,980	229.202
930	33,032	25,300	229.637
940	33,436	25,621	230.070
950	33,841	25,943	230.499
960	34,247	26,265	230.924
970	34,653	26,588	231.347
980	35,061	26,913	231.767
990	35,472	27,240	232.184

TABLO A-23

(*Devam*)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
1000	35,882	27,568	232.597
1020	36,709	28,228	233.415
1040	37,542	28,895	234.223
1060	38,380	29,567	235.020
1080	39,223	30,243	235.806
1100	40,071	30,925	236.584
1120	40,923	31,611	237.352
1140	41,780	32,301	238.110
1160	42,642	32,997	238.859
1180	43,509	33,698	239.600
1200	44,380	34,403	240.333
1220	45,256	35,112	241.057
1240	46,137	35,827	241.773
1260	47,022	36,546	242.482
1280	47,912	37,270	243.183
1300	48,807	38,000	243.877
1320	49,707	38,732	244.564
1340	50,612	39,470	245.243
1360	51,521	40,213	245.915
1380	52,434	40,960	246.582
1400	53,351	41,711	247.241
1420	54,273	42,466	247.895
1440	55,198	43,226	248.543
1460	56,128	43,989	249.185
1480	57,062	44,756	249.820
1500	57,999	45,528	250.450
1520	58,942	46,304	251.074
1540	59,888	47,084	251.693
1560	60,838	47,868	252.305
1580	61,792	48,655	252.912
1600	62,748	49,445	253.513
1620	63,709	50,240	254.111
1640	64,675	51,039	254.703
1660	65,643	51,841	255.290
1680	66,614	52,646	255.873
1700	67,589	53,455	256.450
1720	68,567	54,267	257.022
1740	69,550	55,083	257.589
1760	70,535	55,902	258.151
1780	71,523	56,723	258.708
1800	72,513	57,547	259.262
1820	73,507	58,375	259.811
1840	74,506	59,207	260.357
1860	75,506	60,042	260.898
1880	76,511	60,880	261.436
1900	77,517	61,720	261.969
1920	78,527	62,564	262.497
1940	79,540	63,411	263.022
1960	80,555	64,259	263.542
1980	81,573	65,111	264.059
2000	82,593	65,965	264.571
2050	85,156	68,111	265.838
2100	87,735	70,275	267.081
2150	90,330	72,454	268.301
2200	92,940	74,649	269.500
2250	95,562	76,855	270.679
2300	98,199	79,076	271.839
2350	100,846	81,308	272.978
2400	103,508	83,553	274.098
2450	106,183	85,811	275.201
2500	108,868	88,082	276.286
2550	111,565	90,364	277.354
2600	114,273	92,656	278.407
2650	116,991	94,958	279.441
2700	119,717	97,269	280.462
2750	122,453	99,588	281.464
2800	125,198	101,917	282.453
2850	127,952	104,256	283.429
2900	130,717	106,605	284.390
2950	133,486	108,959	285.338
3000	136,264	111,321	286.273
3050	139,051	113,692	287.194
3100	141,846	116,072	288.102
3150	144,648	118,458	288.999
3200	147,457	120,851	289.884
3250	150,272	123,250	290.756

TABLO A-24

O, tek atomlu oksijenin mükemmel gaz varsayımıyla özelikleri

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0
298	6,852	4,373	160.944
300	6,892	4,398	161.079
500	11,197	7,040	172.088
1000	21,713	13,398	186.678
1500	32,150	19,679	195.143
1600	34,234	20,931	196.488
1700	36,317	22,183	197.751
1800	38,400	23,434	198.941
1900	40,482	24,685	200.067
2000	42,564	25,935	201.135
2050	43,605	26,560	201.649
2100	44,646	27,186	202.151
2150	45,687	27,811	202.641
2200	46,728	28,436	203.119
2250	47,769	29,062	203.588
2300	48,811	29,688	204.045
2350	49,852	30,314	204.493
2400	50,894	30,940	204.932
2450	51,936	31,566	205.362
2500	52,979	32,193	205.783
2550	54,021	32,820	206.196
2600	55,064	33,447	206.601
2650	56,108	34,075	206.999
2700	57,152	34,703	207.389
2750	58,196	35,332	207.772
2800	59,241	35,961	208.148
2850	60,286	36,590	208.518
2900	61,332	37,220	208.882
2950	62,378	37,851	209.240
3000	63,425	38,482	209.592
3100	65,520	39,746	210.279
3200	67,619	41,013	210.945
3300	69,720	42,283	211.592
3400	71,824	43,556	212.220
3500	73,932	44,832	212.831

TABLO A-25

OH, hidroksil'in mükemmel gaz varsayımıyla özelikleri

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
0	0	0	0
298	9,188	6,709	183.594
300	9,244	6,749	183.779
500	15,181	11,024	198.955
1000	30,123	21,809	219.624
1500	46,046	33,575	232.506
1600	49,358	36,055	234.642
1700	52,706	38,571	236.672
1800	56,089	41,123	238.606
1900	59,505	43,708	240.453
2000	62,952	46,323	242.221
2050	64,687	47,642	243.077
2100	66,428	48,968	243.917
2150	68,177	50,301	244.740
2200	69,932	51,641	245.547
2250	71,694	52,987	246.338
2300	73,462	54,339	247.116
2350	75,236	55,697	247.879
2400	77,015	57,061	248.628
2450	78,801	58,431	249.364
2500	80,592	59,806	250.088
2550	82,388	61,186	250.799
2600	84,189	62,572	251.499
2650	85,995	63,962	252.187
2700	87,806	65,358	252.864
2750	89,622	66,757	253.530
2800	91,442	68,162	254.186
2850	93,266	69,570	254.832
2900	95,095	70,983	255.468
2950	96,927	72,400	256.094
3000	98,763	73,820	256.712
3100	102,447	76,673	257.919
3200	106,145	79,539	259.093
3300	109,855	82,418	260.235
3400	113,578	85,309	261.347
3500	117,312	88,212	262.429

TABLO A-26

25 °C sıcaklık ve 1 atm basınçta formasyon entalpisi, formasyon Gibbs enerjisi ve mutlak entropi (*k*: katı, *s*: sıvı, *g*: gaz)

Madde	Kimyasal formülü	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{g}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/(kmol · K)
Karbon	$C(k)$	0	0	5.74
Hidrojen	$H_2(g)$	0	0	130.68
Azot	$N_2(g)$	0	0	191.61
Oksijen	$O_2(g)$	0	0	205.04
Karbon monoksit	$CO(g)$	−110,530	−137,150	197.65
Karbon dioksit	$CO_2(g)$	−393,520	−394,360	213.80
Su buharı	$H_2O(g)$	−241,820	−228,590	188.83
Su	$H_2O(s)$	−285,830	−237,180	69.92
Hidrojen peroksit	$H_2O_2(g)$	−136,310	−105,600	232.63
Amonyak	$NH_3(g)$	−46,190	−16,590	192.33
Metan	$CH_4(g)$	−74,850	−50,790	186.16
Asetilen	$C_2H_2(g)$	+226,730	+209,170	200.85
Etilen	$C_2H_4(g)$	+52,280	+68,120	219.83
Etan	$C_2H_6(g)$	−84,680	−32,890	229.49
Propilen	$C_3H_6(g)$	+20,410	+62,720	266.94
Propan	$C_3H_8(g)$	−103,850	−23,490	269.91
n-Bütan	$C_4H_{10}(g)$	−126,150	−15,710	310.12
n-Oktan	$C_8H_{18}(g)$	−208,450	+16,530	466.73
n-Oktan	$C_8H_{18}(s)$	−249,950	+6,610	360.79
n-Dodekan	$C_{12}H_{26}(g)$	−291,010	+50,150	622.83
Benzen	$C_6H_6(g)$	+82,930	+129,660	269.20
Metil alkol	$CH_3OH(g)$	−200,670	−162,000	239.70
Metil alkol	$CH_3OH(s)$	−238,660	−166,360	126.80
Etil alkol	$C_2H_5OH(g)$	−235,310	−168,570	282.59
Etil alkol	$C_2H_5OH(s)$	−277,690	−174,890	160.70
Oksijen	$O(g)$	+249,190	+231,770	161.06
Hidrojen	$H(g)$	+218,000	+203,290	114.72
Azot	$N(g)$	+472,650	+455,510	153.30
Hidroksil	$OH(g)$	+39,460	+34,280	183.70

Kaynak: JANAF, *Thermochemical Tables*, Dow Chemical Co., 1971; *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Technical Note 270-3, 1968; ve *API Research Project 44*, Carnegie Press, 1953.

TABLO A-27

25 °C sıcaklık ve 1 atm basınçta yanma entalpisi ve buharlaşma entalpisi (yanma sonu ürünleri içindeki su sıvı alınmıştır).

Madde	Kimyasal formülü	$\Delta\bar{h}_c^\circ = -$HHV kJ/kmol	$\bar{h}_{fg}$ kJ/kmol
Hidrojen	$H_2(g)$	−285,840	
Karbon	$C(k)$	−393,520	
Karbon monoksit	$CO(g)$	−282,990	
Metan	$CH_4(g)$	−890,360	
Asetilen	$C_2H_2(g)$	−1,299,600	
Etilen	$C_2H_4(g)$	−1,410,970	
Etan	$C_2H_6(g)$	−1,559,900	
Propilen	$C_3H_6(g)$	−2,058,500	
Propan	$C_3H_8(g)$	−2,220,000	15,060
n-Bütan	$C_4H_{10}(g)$	−2,877,100	21,060
n-Pentan	$C_5H_{12}(g)$	−3,536,100	26,410
n-Heksan	$C_6H_{14}(g)$	−4,194,800	31,530
n-Heptan	$C_7H_{16}(g)$	−4,853,500	36,520
n-Oktan	$C_8H_{18}(g)$	−5,512,200	41,460
Benzen	$C_6H_6(g)$	−3,301,500	33,830
Toluen	$C_7H_8(g)$	−3,947,900	39,920
Metil alkol	$CH_3OH(g)$	−764,540	37,900
Etil alkol	$C_2H_5OH(g)$	−1,409,300	42,340

Kaynak: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 3. düzenleme, McGraw-Hill, 1977, s. 834-835, Tablo A-23M.

Not: HHV, üst ısıl değer anlamındadır.

TABLO A-28

Denge sabiti K_p'nin doğal logaritması

$\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D$ reaksiyonu için denge sabiti K_p, $K_p = \dfrac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}}$ biçiminde tanımlanmıştır.

Sıcaklık K	$H_2 \rightleftharpoons 2H$	$O_2 \rightleftharpoons 2O$	$N_2 \rightleftharpoons 2N$	$H_2O \rightleftharpoons H_2 + \frac{1}{2}O_2$	$H_2O \rightleftharpoons \frac{1}{2}H_2 + OH$	$CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$	$\frac{1}{2}N_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons NO$
298	−164.005	−186.975	−367.480	−92.208	−106.208	−103.762	−35.052
500	−92.827	−105.630	−213.372	−52.691	−60.281	−57.616	−20.295
1000	−39.803	−45.150	−99.127	−23.163	−26.034	−23.529	−9.368
1200	−30.874	−35.005	−80.011	−18.182	−20.283	−17.671	−7.569
1400	−24.463	−27.742	−66.329	−14.609	−16.099	−13.842	−6.270
1600	−19.637	−22.285	−56.055	−11.921	−13.066	−10.830	−5.294
1800	−15.866	−18.030	−48.051	−9.826	−10.657	−8.497	−4.536
2000	−12.840	−14.622	−41.645	−8.145	−8.728	−6.635	−3.931
2200	−10.353	−11.827	−36.391	−6.768	−7.148	−5.120	−3.433
2400	−8.276	−9.497	−32.011	−5.619	−5.832	−3.860	−3.019
2600	−6.517	−7.521	−28.304	−4.648	−4.719	−2.801	−2.671
2800	−5.002	−5.826	−25.117	−3.812	−3.763	−1.894	−2.372
3000	−3.685	−4.357	−22.359	−3.086	−2.937	−1.111	−2.114
3200	−2.534	−3.072	−19.937	−2.451	−2.212	−0.429	−1.888
3400	−1.516	−1.935	−17.800	−1.891	−1.576	0.169	−1.690
3600	−0.609	−0.926	−15.898	−1.392	−1.088	0.701	−1.513
3800	0.202	−0.019	−14.199	−0.945	−0.501	1.176	−1.356
4000	0.934	0.796	−12.660	−0.542	−0.044	1.599	−1.216
4500	2.486	2.513	−9.414	0.312	0.920	2.490	−0.921
5000	3.725	3.895	−6.807	0.996	1.689	3.197	−0.686
5500	4.743	5.023	−4.666	1.560	2.318	3.771	−0.497
6000	5.590	5.963	−2.865	2.032	2.843	4.245	−0.341

Kaynak: Gordon J. Van Wylen ve Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, İngilizce/SI 3. düzenleme, Wiley, New York, 1986, s. 723, Tablo A-14. Değerler JANAF, *Thermochemical Tables*, Thermal Research Laboratory, The Dow Chemical Company, Midland, Mich. adlı kaynaktan uyarlanmıştır.

TABLO A-29

Beattie-Bridgeman ve Benedict-Webb-Rubin hal denklemlerinde yer alan sabitler

(*a*) Beattie-Bridgeman hal denklemi şöyledir:

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} \quad \text{burada} \quad A = A_0\left(1 - \frac{a}{\bar{v}}\right) \quad \text{ve} \quad B = B_0\left(1 - \frac{b}{\bar{v}}\right)$$

P, kPa; $\bar{v}$, m³/kmol; T, K ve $R_u = 8.314\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kmol} \cdot \text{K})$ olarak verildiği zaman, Bettie-Bridgeman denklemindeki beş sabit aşağıda belirtildiği gibidir:

Gaz	A_0	a	B_0	b	c
Hava	131.8441	0.019 31	0.046 11	−0.001 101	4.34×10^4
Argon, Ar	130.7802	0.023 28	0.039 31	0.0	5.99×10^4
Karbon dioksit, CO_2	507.2836	0.071 32	0.104 76	0.072 35	6.60×10^5
Helyum, He	2.1886	0.059 84	0.014 00	0.0	40
Hidrojen, H_2	20.0117	−0.005 06	0.020 96	−0.043 59	504
Azot, N_2	136.2315	0.026 17	0.050 46	−0.006 91	4.20×10^4
Oksijen, O_2	151.0857	0.025 62	0.046 24	0.004 208	4.80×10^4

Kaynak: Gordon J. Van Wylen ve Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, İngilizce/SI 3. düzenleme, Wiley, New York, 1986, s. 46, Tablo 3.3.

(*b*) Benedict-Webb-Rubin hal denklemi şöyledir:

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2}$$

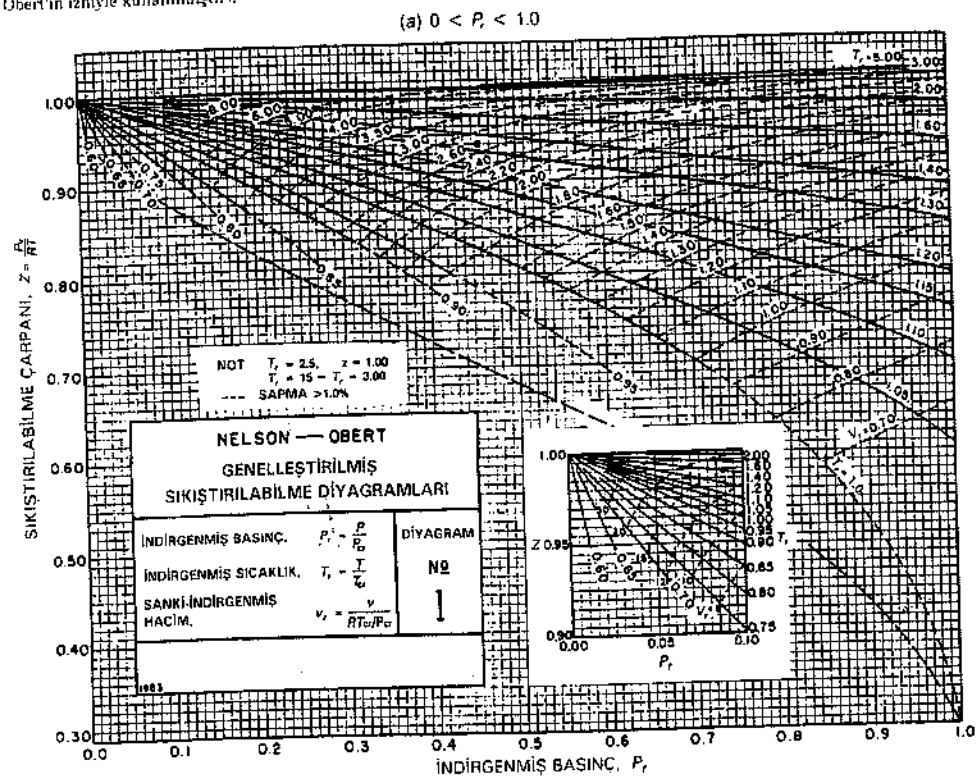
P, kPa; $\bar{v}$, m³/kmol; T, K ve $R_u = 8.314\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/(\text{kmol} \cdot \text{K})$ olarak verildiği zaman, Benedict-Webb-Rubin denklemindeki sekiz sabit aşağıda belirtildiği gibidir:

Gaz	a	A_0	b	B_0	c	C_0	α	γ
n-Bütan, C_4H_{10}	190.68	1021.6	0.039 998	0.124 36	3.205×10^7	1.006×10^9	1.101×10^{-3}	0.0340
Karbon dioksit, CO_2	13.86	277.30	0.007 210	0.049 91	1.511×10^6	1.404×10^7	8.470×10^{-5}	0.00539
Karbon monoksit, CO	3.71	135.87	0.002 632	0.054 54	1.054×10^5	8.673×10^5	1.350×10^{-4}	0.0060
Metan, CH_4	5.00	187.91	0.003 380	0.042 60	2.578×10^5	2.286×10^6	1.244×10^{-4}	0.0060
Azot, N_2	2.54	106.73	0.002 328	0.040 74	7.379×10^4	8.164×10^5	1.272×10^{-4}	0.0053

Kaynak: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4. düzenleme, McGraw-Hill, New York, 1983, s. 815, Tablo A-21M. İlk olarak H. W. Cooper ve J. C. Goldfrank, *Hydrocarbon Processing*, cilt 46, s. 141, 1967'de yer almıştır.

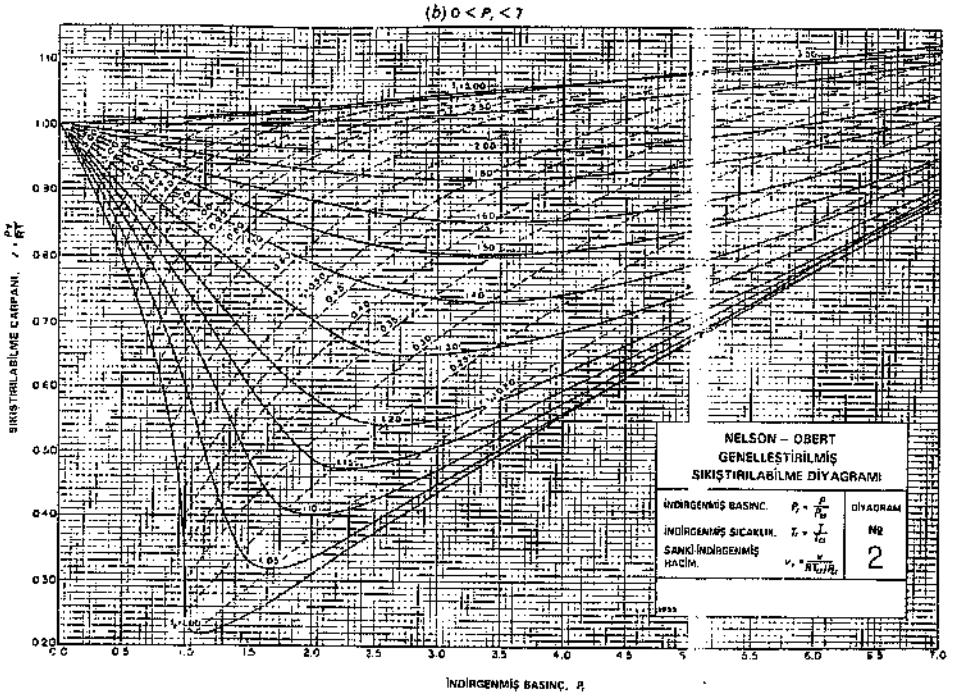
ŞEKİL A-30a

Nelson-Obert'in *düşük basınçlar için* genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramı (Wisconsin Üniversitesinden Dr. Edward E. Obert'in izniyle kullanılmıştır).



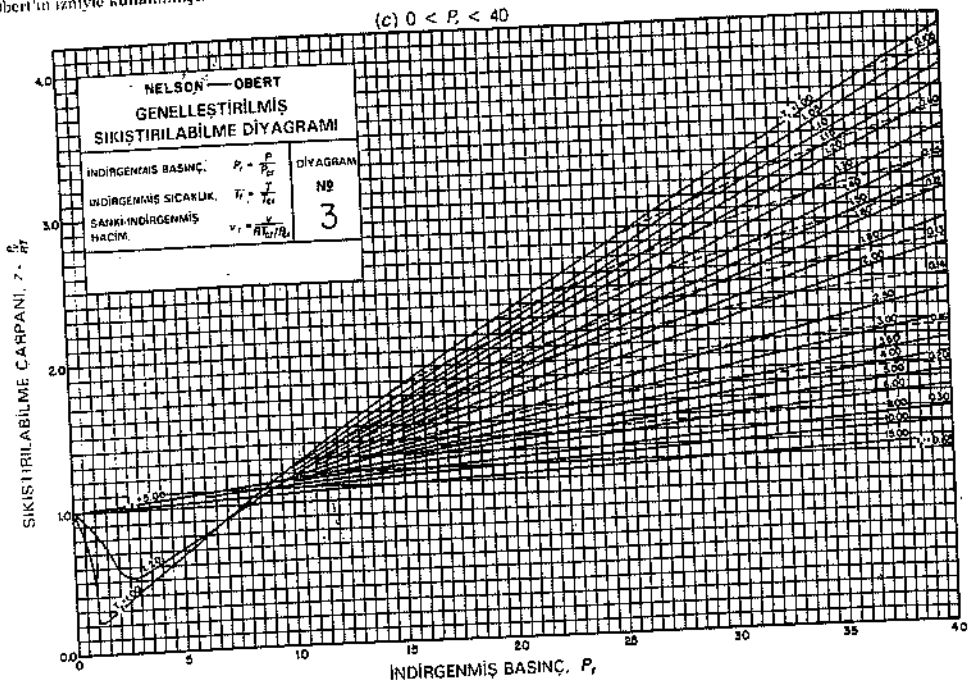
ŞEKİL A-30b

Nelson-Obert'in *orta basınçlar için* genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramı (Wisconsin Üniversitesinden Dr. Edward E. Obert'in izniyle kullanılmıştır).



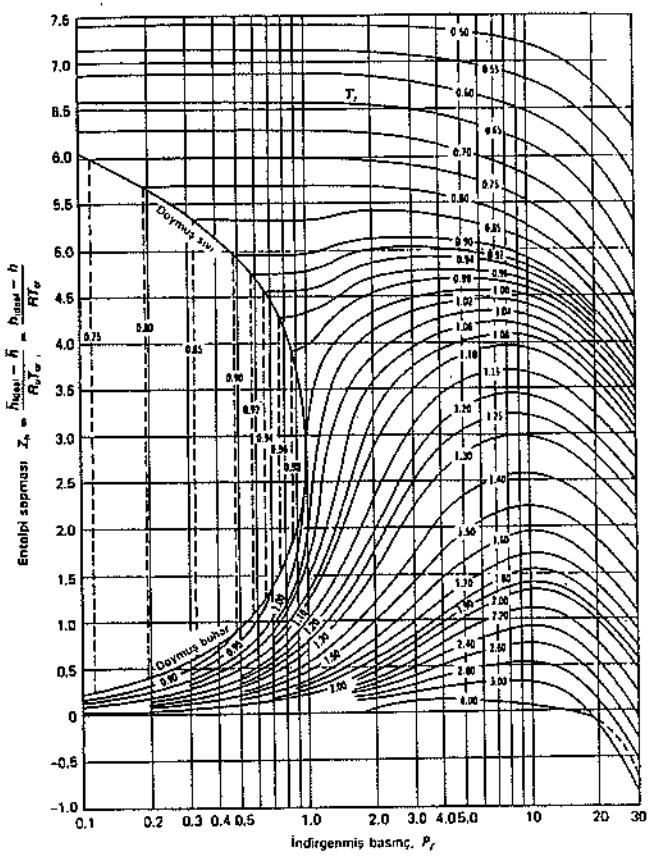
ŞEKİL A-30c

Nelson-Obert'in *yüksek basınçlar için* genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramı (Wisconsin Üniversitesinden Dr. Edward E. Obert'in izniyle kullanılmıştır).



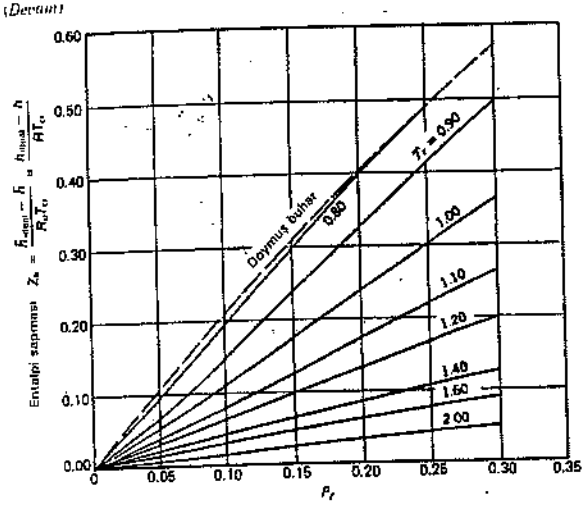
ŞEKİL A-31

Genelleştirilmiş entalpi sapma diyagramı (*Kaynak:* John R. Howel ve Richard O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, SI düzenlemesi, McGraw-Hill, New York, 1987, s. 558, Şekil C.2 ve s. 561, Şekil C.5.) (Not: İdeal gaz ve mükemmel gaz eşanlamlıdır)



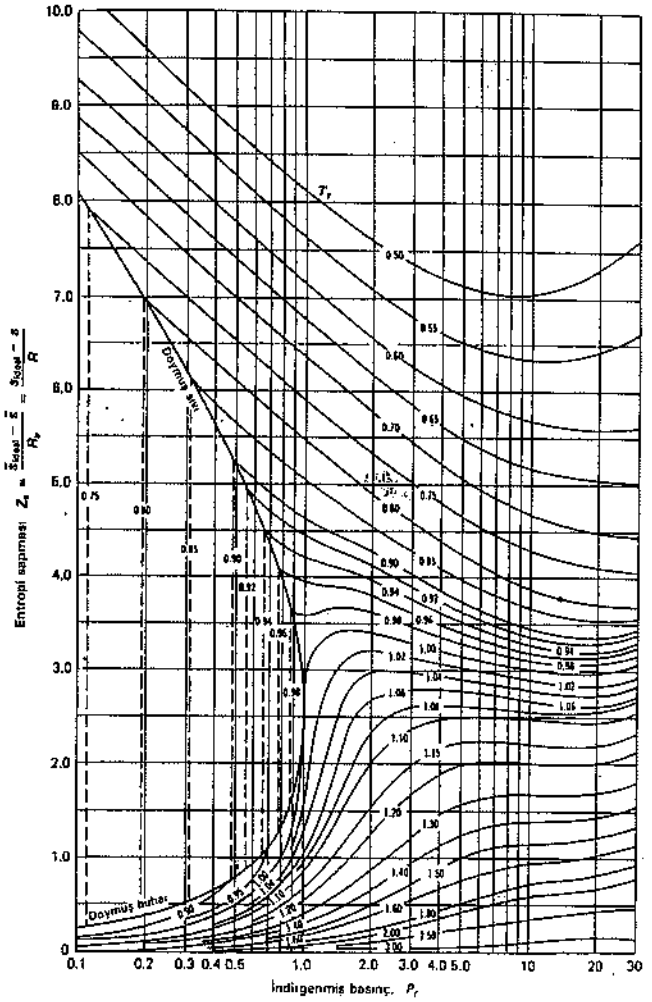
ŞEKİL A-31

(Devamı)



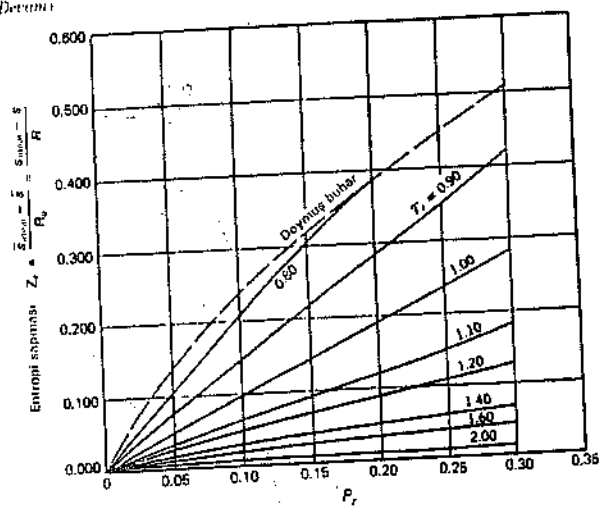
ŞEKİL A-32

Genelleştirilmiş entropi sapma diyagramı. (*Kaynak:* John R. Howell ve Richard O. Buckius, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, SI düzenlemesi, McGraw-Hil, New York, 1987, s. 559, Şekil C.3 ve s. 561, Şekil C.5.) (Not: İdeal gaz ve mükemmel gaz eşanlamlıdır.)



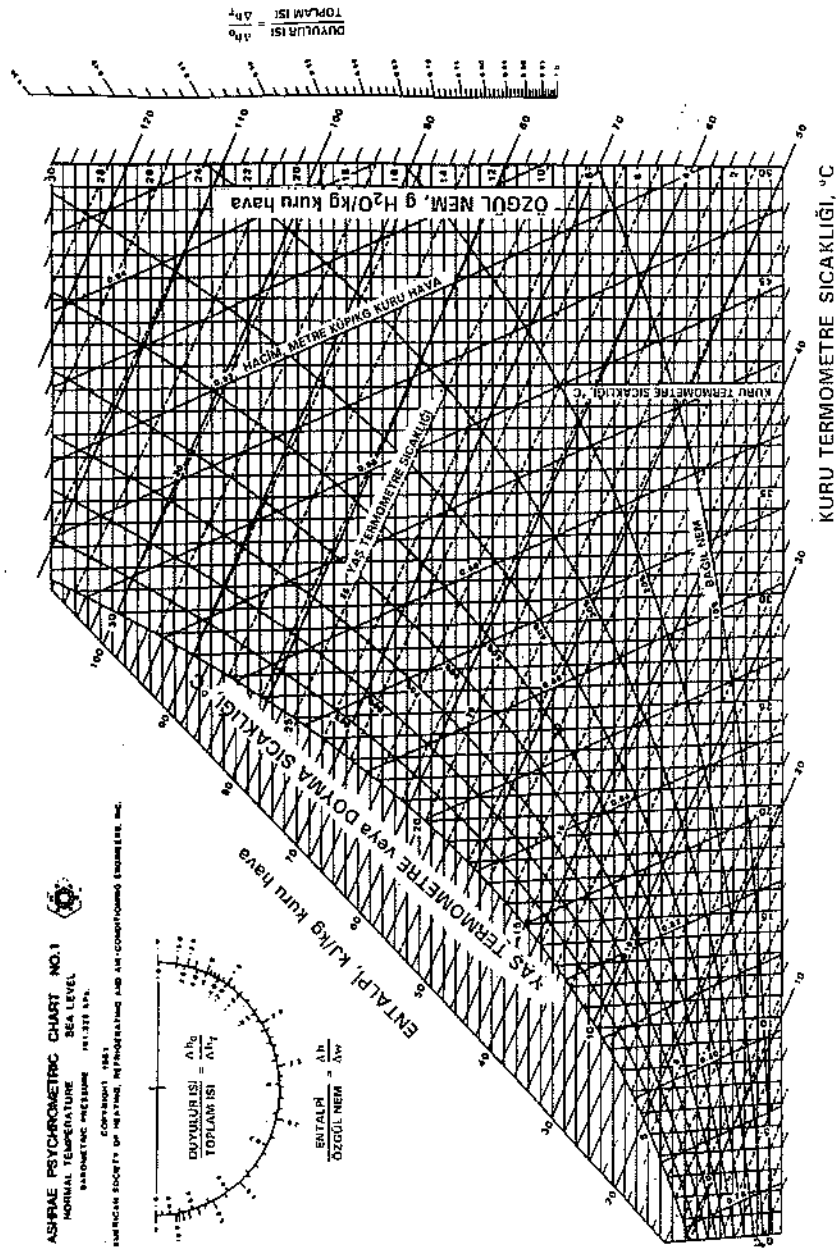
ŞEKİL A-32

(Devamı)



ŞEKİL A-33

1 atm toplam basınç için psikrometrik diyagram. (ASHRAE — Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri, Atlanta'nın izniyle kullanılmıştır.)



TABLO A-34

Sabit özgül ısıları, sabit mol kütlesi ve $k = 1.4$ değeri olan mükemmel bir gazın sabit entropide sıkıştırılabilir akış fonksiyonları†

M	M^*	$\frac{A}{A^*}$	$\frac{P}{P_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{T}{T_0}$
0	0	∞	1.000 00	1.000 00	1.000 00
0.10	0.109 43	5.8218	0.993 03	0.995 02	0.998 00
0.20	0.218 22	2.9635	0.972 50	0.980 27	0.992 06
0.30	0.325 72	2.0351	0.939 47	0.956 38	0.982 32
0.40	0.431 33	1.5901	0.895 62	0.924 28	0.968 99
0.50	0.534 52	1.3398	0.843 02	0.885 17	0.952 38
0.60	0.634 80	1.1882	0.784 00	0.840 45	0.932 84
0.70	0.731 79	1.094 37	0.720 92	0.791 58	0.910 75
0.80	0.825 14	1.038 23	0.655 02	0.740 00	0.886 52
0.90	0.914 60	1.008 86	0.591 26	0.687 04	0.860 58
1.00	1.000 00	1.000 00	0.528 28	0.633 94	0.833 33
1.10	1.081 24	1.007 93	0.468 35	0.581 69	0.805 15
1.20	1.1583	1.030 44	0.412 38	0.531 14	0.776 40
1.30	1.2311	1.066 31	0.360 92	0.482 91	0.747 38
1.40	1.2999	1.1149	0.314 24	0.437 42	0.718 39
1.50	1.3646	1.1762	0.272 40	0.394 98	0.689 65
1.60	1.4254	1.2502	0.235 27	0.355 73	0.661 38
1.70	1.4825	1.3376	0.202 59	0.319 69	0.633 72
1.80	1.5360	1.4390	0.174 04	0.286 82	0.606 80
1.90	1.5861	1.5552	0.149 24	0.256 99	0.580 72
2.00	1.6330	1.6875	0.127 80	0.230 05	0.555 56
2.10	1.6769	1.8369	0.109 35	0.205 80	0.531 35
2.20	1.7179	2.0050	0.093 52	0.184 05	0.508 13
2.30	1.7563	2.1931	0.079 97	0.164 58	0.485 91
2.40	1.7922	2.4031	0.068 40	0.147 20	0.464 68
2.50	1.8258	2.6367	0.058 53	0.131 69	0.444 44
2.60	1.8572	2.8960	0.050 12	0.117 87	0.425 17
2.70	1.8865	3.1830	0.042 95	0.105 57	0.406 84
2.80	1.9140	3.5001	0.036 85	0.094 62	0.389 41
2.90	1.9398	3.8498	0.031 65	0.084 89	0.372 86
3.00	1.9640	4.2346	0.027 22	0.076 23	0.357 14
3.50	2.0642	6.7896	0.013 11	0.045 23	0.289 86
4.00	2.1381	10.719	0.006 58	0.027 66	0.238 10
4.50	2.1936	16.562	0.003 46	0.017 45	0.198 02
5.00	2.2361	25.000	$189(10)^{-5}$	0.011 34	0.166 67
6.00	2.2953	53.180	$633(10)^{-6}$	0.005 19	0.121 95
7.00	2.3333	104.143	$242(10)^{-6}$	0.002 61	0.092 59
8.00	2.3591	190.109	$102(10)^{-6}$	0.001 41	0.072 46
9.00	2.3772	327.189	$474(10)^{-7}$	0.000 815	0.058 14
10.00	2.3904	535.938	$236(10)^{-7}$	0.000 495	0.047 62
∞	2.4495	∞	0	0	0

† $k = 1.4$ alarak aşağıdaki bağıntılardan hesaplanmıştır.

$$M^* = M\sqrt{\frac{k+1}{2+(k-1)M^2}} \qquad \frac{A}{A^*} = \frac{1}{M}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1+\frac{k-1}{2}M^2\right)\right]^{[k+1)/2(k-1)]}$$

$$\frac{P}{P_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}M^2\right)^{-k/(k-1)} \qquad \frac{\rho}{\rho_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}M^2\right)^{-1/(k-1)}$$

$$\frac{T}{T_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}M^2\right)^{-1}$$

Daha kapsamlı bir tablo için bkz. Joseph H. Keenan ve Joseph Kaye, *Gas Tables*, New York, 1948, Tablo 30.

TABLO A-35

Sabit özgül ısıları, sabit mol kütlesi ve $k = 1.4$ değeri olan mükemmel bir gazın bir boyutlu normal şok fonksiyonları†

M_x	M_y	$\frac{P_y}{P_x}$	$\frac{\rho_y}{\rho_x}$	$\frac{T_y}{T_x}$	$\frac{P_{0y}}{P_{0x}}$	$\frac{P_{0x}}{P_x}$
1.00	1.000 00	1.0000	1.0000	1.0000	1.000 00	1.8929
1.10	0.911 77	1.2450	1.1691	1.0649	0.998 92	2.1328
1.20	0.842 17	1.5133	1.3416	1.1280	0.992 80	2.4075
1.30	0.785 96	1.8050	1.5157	1.1909	0.979 35	2.7135
1.40	0.739 71	2.1200	1.6896	1.2547	0.958 19	3.0493
1.50	0.701 09	2.4583	1.8621	1.3202	0.929 78	3.4133
1.60	0.668 44	2.8201	2.0317	1.3880	0.895 20	3.8049
1.70	0.640 55	3.2050	2.1977	1.4583	0.855 73	4.2238
1.80	0.616 50	3.6133	2.3592	1.5316	0.812 68	4.6695
1.90	0.595 62	4.0450	2.5157	1.6079	0.767 35	5.1417
2.00	0.577 35	4.5000	2.6666	1.6875	0.720 88	5.6405
2.10	0.561 28	4.9784	2.8119	1.7704	0.674 22	6.1655
2.20	0.547 06	5.4800	2.9512	1.8569	0.628 12	6.7163
2.30	0.534 41	6.0050	3.0846	1.9468	0.583 31	7.2937
2.40	0.523 12	6.5533	3.2119	2.0403	0.540 15	7.8969
2.50	0.512 99	7.1250	3.3333	2.1375	0.499 02	8.5262
2.60	0.503 87	7.7200	3.4489	2.2383	0.460 12	9.1813
2.70	0.495 63	8.3383	3.5590	2.3429	0.423 59	9.8625
2.80	0.488 17	8.9800	3.6635	2.4512	0.389 46	10.569
2.90	0.481 38	9.6450	3.7629	2.5632	0.357 73	11.302
3.00	0.475 19	10.333	3.8571	2.6790	0.328 34	12.061
4.00	0.434 96	18.500	4.5714	4.0469	0.138 76	21.068
5.00	0.415 23	29.000	5.0000	5.8000	0.061 72	32.654
10.00	0.387 57	116.50	5.7143	20.388	0.003 04	129.217
∞	0.377 96	∞	6.000	∞	0	∞

† $k = 1.4$ alarak aşağıdaki bağıntılardan hesaplanmıştır.

$$M_y = \sqrt{\frac{M_x^2 + 2/(k-1)}{2M_x^2 k/(k-1) - 1}} \qquad \frac{T_y}{T_x} = \frac{1 + M_x^2(k-1)/2}{1 + M_y^2(k-1)/2}$$

$$\frac{P_y}{P_x} = \frac{1 + kM_x^2}{1 + kM_y^2} \qquad \frac{P_{0y}}{P_{0x}} = \frac{M_x}{M_y}\left[\frac{1 + M_y^2(k-1)/2}{1 + M_x^2(k-1)/2}\right]^{[(k+1)/2(k-1)]}$$

Daha kapsamlı bir tablo için bkz. Joseph H. Keenan ve Joseph Kaye, *Gas Tables*, New York, 1948, Tablo 30.

Sözlük

Açık sistem Open system, control volume

Adyabatik doyma işlemi adiabatic saturation process

Adyabatik alev sıcaklığı adiabatic flame temperature

Adyabatik verim adiabatic efficiency

Adyabatik yanma sıcaklığı adiabatic combustion temperature

Akış alanı, akış kesit alanı flow area

Akış işi flow work, flow energy

Aktarım transport (kütle ile taşınma)

Alt çevrim botttoming cyle

Alt ısıl değer lower heating value

Ara buhar alınalı çevrim regenerative cycle

Aracı akışkan working fluid

Aratsıtma reheat

Arasoğutma intercooling

Artyakıcı afterburner

Aşırı doyma supersaturation (*aşırı doymuş su buharı* supersaturated steam)

Atık ısı kazanı waste heat boiler

Ayrık sistem isolated system

Azot nitrogen

Bağıl nem relative humidity

Bağımsız independent

Basınç oranı pressure ratio

Basınç geri kazanma çarpanı pressure recovery factor

Basınç yükselme katsayısı pressure rise coefficient

Benzer haller ilkesi principle of corresponding states

Besleme suyu ısıtıcısı feedwater heater

Bir boyutlu izantropik akış one dimensional isentropic flow

Boğaz throat (lüle veya yayıcı için)

Boğulmuş akış choked flow

Buhar basıncı vapour pressure

Buhar sıkıştırmalı vapour compression

Buharlaşmalı soğutma evaporative cooling

Buharlı güç çevrimi vapour power cycle

Bileşik compound

Bileşik ısı güç üretimi cogeneration, combined heat and power production

Bileşim composition

Birleşik gaz buhar çevrimi combined gas vapour power cycle (combined cycle)

Buhar vapour

Buhar kapanı steam trap

Buharlaştırma odası flash chamber

Cisim body

Çap bore, diameter

Çevre surroundings

Çevre işi surroundings work

Çevrim cycle

Çevrimsel bağıntı cyclic relation

Çok karışanlı sistem multi component system

Çiğ noktası sıcaklığı dew point temperature

Debi katsayısı discharge coefficient

Değişim change (*entropi değişimi* entropy change)

Denge equilibrium

Denge sabiti equilibrium constant

Denge karışımı equilibrium mixture

Denge kıstası equilibrium criterion

Devridaim makinesi perpetual motion machine

Dıştan tersinir externally reversible

Dinamik sıcaklık dynamic temperature

Doğrudan temaslı direct contact

Doyma saturation

Doymuş saturated

Doymuş buhar saturated vapour

Doymuş hava saturated air

Doymuş sıvı saturated liquid

Doymuş sıvı buhar karışımı bölgesi saturated liquid vapour mixture region, wet region

Dönme sıcaklığı inversion temperature

Durma hali stagnation state

Durma özelikleri stagnation properties

Durma basıncı stagnation pressure

Durma sıcaklığı stagnation temperature

Duyulur enerji sensible energy

Düzgün dağılı homogeneous

Düzgün akışlı dengeli açık sistem Uniform state uniform flow system (process)

Enerji energy

Enerji dengesi (bilançosu) energy balance

Enerji etkileşimi energy interaction

Enerji etkinlik oranı energy efficiency rating (EER)

Enerjiden yararlanma oranı utilization factor

Enerjinin korunumu conservation of energy, first law of thermodynamics

Entalpi sapması enthalpy departure

Entropi dengesi (bilançosu) entropy balance

Entropi sapması entropy departure

Entropi üretimi entropy generation

Entropinin artışı ilkesi increase of entropy principle

Eşzamanlı reaksiyon simultaneous reaction

Etkinlik performance, effectiveness

Etkinlik katsayısı coefficient of performance

Fanno eğrisi Fanno line

Faz dengesi phase equilibrium

Fazla hava excess air (*fazla hava yüzdesi* percent excess air)

Formasyon (oluşum) entalpisi enthalpy of formation

Gaz akışkanlı güç çevrimi gas power cycle

Genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramı generalized compressibility chart

Genelleştirilmiş entalpi sapma diyagramı generalized enthalpy departure chart

Genelleştirilmiş entropi sapma diyagramı generalized entropy departure chart

Geri iş oranı back work ratio

Gerçek lüle actual nozzle

Gerçek yararlı iş actual useful work

Gerçek yayıcı actual diffuser

Gibbs faz kuralı Gibbs phase rule

Gizli enerji latent energy

Gösterge basıncı gauge pressure

Güç çevrimi power cycle

Hacimsel debi volume flow rate, volumetric flow rate

Hacimsel genişleyebilirlik volume expansivity

Hacimsel genleşme katsayısı coefficient of volumetric expansion

Hal state

Hal denklemi equation of state

Hal değişimi process

Hal postülası state postulate

Hareketsiz stationary

Hava fazlalık katsayısı equivalence ratio

Hava standardı kabulleri air standard assumptions

Hız katsayısı velocity coefficient

Iraksak lüle diverging nozzle

Isı değiştiricisi heat exchanger

Isı geçişi heat transfer

Isı geçişi olmadan (adyabatik) adiabatic

Isı iletim katsayısı thermal conductivity

Isı makinesi heat engine

Isı oranı heat rate

Isı pompası heat pump

Isıl denge thermal equilibrium

Isıl enerji deposu thermal reservoir, source, sink

Isıl işlem process heating

Isıl verim thermal efficiency

Işınım radiation, thermal radiation

İç enerji internal energy

İçten tersinir internally reversible

İdeal hava çevrimi air standard cycle

İklimlendirme air conditioning

İletim conduction, thermal conduction

İkili çevrim dual cycle

İkili buhar çevrimi binary vapour cycle

İkinci yasa verimi second law efficiency

İndirgenmiş basınç reduced pressure

İndirgenmiş sıcaklık reduced temperature

İzotermal sıkıştırılabilirlik isothermal compressibility

İzotermal verim isothermal efficiency

İzantropik durma hali isentropic stagnation state

Kademe stage

Kademeli sıkıştırma multistage compression

Kademeli soğutma cascade refrigeration system

Kalorik teorisi caloric theory

Karışan component

Karışan basıncı component pressure

Karışım mixture

Karşı basınç back pressure

Karşılıklılık bağıntısı reciprocity relation

Kesme oranı cut off ratio

Kısılma vanası throttling valve, expansion valve

Kısmi basınç partial pressure

Kıvılcım ateşlemeli spark ignition

Kızgın buhar superheated vapour

Kızdırma superheating

Kimyasal denge chemical equilibrium

Kimyasal enerji chemical energy, bond energy
Konfor comfort
Kontrol hacmi control volume, open system
Kontrol kütlesi control mass, closed system
Kontrol yüzeyi control surface
Kritik nokta özelikleri critical point properties
Kritik özelikler critical properties (Not: Lüle veya yayıcıda akış için tanımlanmıştır)
Kritik oranlar critical ratios
Kuru termometre sıcaklığı dry bulb temperature
Kütle debisi mass flow rate
Kullanılabilir enerji available energy, availability, exergy
Kullanılabilirlik availability, exergy, available energy
Kuru hava dry air
Kütlenin korunumu conservation of mass

Lüle nozzle
Lüle girişi nozzle inlet
Lüle çıkışı nozzle exit

Mach sayısı Mach number
Makine engine (*ısı makinesi* heat engine)
Mol kütlesi molar mass, molecular weight
Mol miktarı number of moles
Motor engine (*içten yanmalı motor* internal combustion engine)
Mutlak basınç Absolute pressure
Mutlak entropi absolute entropy
Mutlak nem specific humidity
Mükemmel gaz ideal gas, perfect gas
Mükemmel gaz sıcaklık ölçeği ideal gas temperature scale

Nem alma dehumidification
Nemlendirme humidification
Nemli hava moist air, atmospheric
Nokta fonksiyonu point function
Normal şok normal shock

Oluşum (formasyon) entalpisi enthalpy of formation
Orsat cihazı Orsat gaz analyzer
Ortalama efektif basınç Mean effective pressure

Ölü hacim clearance volume
Ölü hal dead state
Özgül specific
Özgül ısı specific heat
Özgül nem specific humidity

Politropik polytropic
Psihrometrik diyagram psychrometric chart

Raoult yasası Raoult's law
Rayleigh eğrisi Rayleigh line
Reaksiyona girmeyen inert
Rejenerasyon (iç ısıtma) regeneration
Rüzgâr tüneli wind tunnel

Sabit entropide (izantropik) isentropic
Sabit basınçta constant pressure (isobaric)
Sabit hacimde constant volume, isochoric, isometric
Sabit hacimli gaz termometresi constant volume gas thermometer
Sabit sıcaklıkta (izotermal) isothermal
Saf madde pure substance
Sanki-dengeli quasi equilibrium
Sanki-indirgenmiş hacim pseudo reduced volume
Sanki-kritik basınç pseudo critical pressure
Sanki-saf madde pseudo pure substance
Sanki-statik quasi static

Ses hızı velocity of sound, sonic velocity
Sesaltı subsonic
Sesüstü supersonic
Sıkıştırma ateşlemeli compression ignition
Sıkıştırıcı (kompresör) compressor
Sıkıştırılabilir sistem compressible system
Sıkıştırılabilme çarpanı compressibility factor
Sıkıştırılamayan incompressible
Sıkıştırma oranı compression ratio (*hacimsel* volumetric)
Sınır boundary
Sıvı liquid
Soğurmalı soğutma absorbtion refrigeration
Soğutma çevrimi refrigeration cycle
Soğutma kulesi cooling tower
Soğutma makinesi refrigerator
Soğutucu akışkan refrigerant
Solunum oranı respiratory quotient (RQ)
Standart hal Gibbs fonksiyonu değişimi standard state Gibbs function change
Standart referans hali standard reference state
Statik entalpi static enthalpy
Stokiometrik yanma stoichiometric combustion, theoretical combustion
Strok stroke
Strok hacmi displacement volume
Sürekli akışlı açık sistem steady state steady flow system (process)

Tam yanma complete combustion
Taşınım convection
Taşınım katsayısı convection coefficient, convective heat transfer coefficient
Tek karışımlı sistem single component system
Tepki thrust
Tepkili çevrim jet propulsion cycle
Termodinamik thermodynamics
Termodinamiğin birinci yasası first law of thermodynamics, conservation of energy
Termodinamiğin ikinci yasası second law of thermodynamics
Termodinamiğin üçüncü yasası third law of thermodynamics
Termodinamiğin sıfırıncı yasası zeroth law of thermodynamics
Tersinir reversible
Tersinir iş reversible work
Tersinir sürekli akış işi reversible steady flow work
Tersinmez irreversible
Tersinmezlik irreversibility
Tutuşma sıcaklığı ignition temperature
Tümden tersinir totally reversible
Türbin turbine

Üst çevrim topping cycle
Üst ısıl değer higher heating value

Van't Hoff denklemi Van't Hoff equation
Verim efficiency
Vuruntu engine knock, autoignition, detonation

Wilson eğrisi Wilson line

Yakınsak lüle converging nozzle
Yakınsak ıraksak lüle converging diverging nozzle
Yakıt fuel
Yakıt hava oranı fuel air ratio
Yakıt hücresi fuel cell
Yanma combustion
Yanma entalpisi enthalpy of combustion
Yanma sonu ürünleri products of combustion
Yanma işleminden çıkanlar products
Yanma işlemine girenler reactants
Yararlı iş useful work
Yaş termometre sıcaklığı wet bulb temperature
Yaygın özelik extensive property
Yayıcı diffuser

Yaymа oranı emissivity
Yeğin özelik intensive property
Yeraltı sıcak su kaynağı geothermal well
Yığın ortalama değer bulk average value
Yoğuşturucu condenser
Yol path
Yükseh hızlı akış high speed fluid flow
Yüzey gerilmesi surface tension

Zamanla değişen açık sistem Unsteady flow process

Semboller

a	İvme, m/s^2
a	Özgül Helmholtz fonksiyonu, $u - Ts$, KJ/kg
A	Alan, m^2
A	Helmholtz fonksiyonu, $U - TS$, kJ
c	Ses hızı, m/s
C	Özgül ısı, kJ/(kg · K)
C_p	Sabit basınçta özgül ısı, kJ/(kg · K)
C_v	Sabit hacimde özgül ısı, kJ/(kg · K)
COP	Etkinlik katsayısı
COP_{SM}	Soğutma makinesinin etkinlik katsayısı
COP_{IP}	Isı pompasının etkinlik katsayısı
d	tam diferansiyel
d, D	Çap, m
e	Özgül toplam enerji, kJ/kg
E	Toplam enerji, kJ/kg
EER	Enerji etkinlik oranı
F	Kuvvet, N
g	Yerçekimi ivmesi, m/s^2
g	Özgül Gibbs fonksiyonu, $h - Ts$, kJ/kg
G	Toplam Gibbs fonksiyonu, $H - TS$, kJ
h	Yükseklik, m
h	Özgül entalpi, $u + Pv$, kJ/kg
h	Taşınımla ısı geçişi katsayısı, W/(m^2 · C)

H	Toplam entalpi, $U + PV$, kJ
HHV	Üst ısıl değer, kJ/kmol yakıt
$\overline{h}$	Yanma entalpisi, kJ/kmol yakıt
$\overline{h}_f^\circ$	Oluşum (formasyon) entalpisi, kJ/kmol
$\overline{h}_R$	Reaksiyon entalpisi, kJ/kmol
i	Özgül tersinmezlik, kJ/kg
I	Elektrik akımı, A
I	Toplam tersinmezlik, kJ
k	Özgül ısıların oranı, C_p/C_v
k	Yay sabiti, N/m
k	Isı iletim katsayısı, W/(m · K)
K_P	Denge sabiti
ke	Özgül kinetik enerji, $V^2/2$, kJ/kg
KE	Toplam kinetik enerji, $mV^2/2$, kJ
L	Uzunluk, m
m	Kütle, kg
$\dot{m}$	Kütle debisi, kg/s
M	Mol kütlesi, kg/kmol
n	Politropik üs
n	Mol miktarı, kmol
P	Basınç, kPa
P_{cr}	Kritik basınç, kPa
P_i	Kısmi basınç, kPa
P_r	Bağıl basınç
P_R	İndirgenmiş basınç
P_v	Buhar basıncı
P_0	Çevre basıncı
pe	Özgül potansiyel enerji, gz, kJ/kg
PE	Toplam potansiyel enerji, mgz, kJ
q	Birim kütle için ısı geçişi, kJ/kg
Q	Toplam ısı geçişi, kJ
Q_H	Yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposundan (cisimden, kaynaktan) ısı geçişi, kJ
Q_L	Düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna (cisime, kuyuya) ısı geçişi, kJ
$\dot{Q}$	Birim zamanda ısı geçişi, kW
r	Sıkıştırma oranı
r_p	Basınç oranı
r_c	Kesme oranı
R	Gaz sabiti, kJ/(kg · K)
R_u	Üniversal gaz sabiti, 8.31434 kJ/(kmol · K)
s	Özgül entropi, kJ/(kg · K)
$s_{üretim}$	Özgül entropi üretimi, kJ/(kg · K)

$S_{üretim}$	Toplam entropi üretimi, kJ/K
t	Zaman, s
T	Sıcaklık, °C veya K
T_{cr}	Kritik sıcaklık, K
$T_{çn}$	Çiğ noktası sıcaklığı, °C
T_{kt}	Kuru termometre sıcaklığı, °C
T_R	İndirgenmiş sıcaklık
T_{yt}	Yaş termometre sıcaklığı, °C
T_0	Çevre sıcaklığı, °C veya K
T_H	Yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposunun (cismin, kaynağın) sıcaklığı, K
T_L	Düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposunun (cismin, kuyunun) sıcaklığı, K
u	Özgül iç enerji, kJ/kg
U	Toplam iç enerji, kJ
v	Özgül hacim, m^3/kg
v_{cr}	Kritik özgül hacim, m^3/kg
v_r	Bağıl özgül hacim
v_R	Sanki-indirgenmiş özgül hacim
V	Toplam hacim, m^3
V	Hız, m/s
w	Birim kütle için iş, kJ/kg
W	Toplam iş, kJ
$\dot{W}$	Güç, birim zamanda yapılan iş, kW
W_g	Giren veya sistem üzerinde yapılan iş, kJ
$W_ç$	Çıkan veya sistem tarafından yapılan iş, kJ
W_{tr}	Tersinir iş, kJ
x	Kuruluk derecesi
y_m	Kütle oranı
y_n	Mol oranı
z	Yükseklik, m
Z	Sıkıştırılabilme çarpanı
Z_h	Entalpi sapma çarpanı
Z_s	Entropi sapma çarpanı

Yunan Harfleri

β	Hacimsel genişleyebilirlik, 1/K
Δ	Miktarda sonlu değişim
δ	Yola bağımlı fonksiyonun diferansiyeli
ε	Yayma oranı
η_{th}	Isıl verim
η_{II}	İkinci yasa verimi
θ	Akışkanın toplam enerjisi, kJ/kg

α	Yutma oranı, absorptivite
α	İzotermal sıkıştırılabilirlik, 1/kPa
μ	Joule-Thomson katsayısı, K/kPa
μ	Kimyasal potansiyel, kJ/kg
ν	Stokiometrik katsayı
ρ	Yoğunluk, kg/m^3
σ	Stefan-Boltzman sabiti
σ_s	Yüzey gerilmesi, N/m
σ_n	Normal gerilme, N/m^2
τ	Moment, Nm
ϕ	Bağıl nem
ϕ	Özgül kapalı sistem kullanılabilirliği, kJ/kg
Φ	Toplam kapalı sistem kullanılabilirliği, KJ
ψ	Akış kullanılabilirliği, kJ/kg
ω	Özgül veya mutlak nem, kg H_2O/kg kuru hava

İndisler

a	hava
atm	Atmosfer veya atmosferik
cr	Kritik nokta özeliği
ç	Çıkış koşullarında
doy	Doyma
f	Doymuş sıvı
fg	Özeliğin doymuş sıvı ile doymuş buhar arasındaki farkı
g	Doymuş buhar
g	Giriş koşullarında
H	Yüksek sıcaklık (T_H ve Q_H'de olduğu gibi)
i	i. karışan
kh	Kontrol hacmi
L	Düşük sıcaklık (T_L ve Q_L'de olduğu gibi)
0	Çevre hali, ölü hal
ort	Ortalama
r	Bağıl, relativ
R	İndirgenmiş
s	İzantropik
sis	Sistem
v	Su buharı
1	Başlangıç veya giriş hali
2	Son hal veya çıkış hali

Üsler

(nokta)	Birim zamanda
- (üst çizgi)	Birim mol için
*	Standart referans hali

Birimler Arasında Çevirme Çarpanları

BÜYÜKLÜK	SI	SI/İNGİLİZ
Alan	1 m^2 = 10^4 cm^2 = 10^6 mm^2 = 10^{-6} km^2	1 m^2 = 1550 in^2 = 10.764 ft^2 1 ft^2 = 144 in^2 = 0.09290304* m^2†
Basınç	1 Pa = 1 N/m^2 1 kPa = 10^3 Pa = 10^{-3} Mpa 1 atm = 101.325 kPa = 1.01325 bar = 760 mmHg (0 °C) = 1.03323 kgf/cm^2 1 mmHg = 0.1333 kPa	1 Pa = 1.4504 × 10^{-4} psia = 0.020886 lbf/ft^2 1 psia = 144 lbf/ft^2 = 6.894757 kPa 1 atm = 14.696 psia = 29.92 inHg (30 °F) 1 inHg = 3.387 kPa
Enerji, ısı, iş, özgül enerji	1 kJ = 1000 J = 1000 Nm = 1 kPa · m^3 1 kJ/kg = 1000 m^2/s 1 kWh = 3600 kJ 1 cal‡ = 4.184 J 1 IT cal‡ = 4.1868 J 1 Cal‡ = 4.1868 kJ	1 kJ = 0.94782 Btu 1 Btu = 1.055056 kJ = 5.40395 psia · ft^3 = 778.169 lb · ft 1 Btu/lbm = 25037 ft^2/s^2 = 2.326* kJ/kg 1 kJ/kg = 0.430 Btu/lbm 1 kWh = 3412.14 Btu
Güç, ısı geçişi	1 W = 1 J/s 1 kW = 1000 W 1 hp¤ = 745.7 W	1 kW = 3412.14 Btu/h = 0.73756 lbf · ft/s 1 hp = 550 lbf · ft/s = 0.7068 Btu/s = 42.41 Btu/dakika = 0.74570 kW 1 Btu/h = 1.055056 kJ/h 1 ton soğutma = 200 Btu/dakika

* SI ve İngiliz birimi arasında tam çevirme çarpanı.

† İngiliz birimlerinin kısaltmaları: in: parmak, ft: ayak, yd: yarda, lbm: libre kütle, lbf: libre kuvvet

‡ Kalori (Caloriе). 1 g suyun sıcaklığını 1 °C yükseltmek için gerekli ısıl enerji olarak tanımlanmıştır. Fakat bu değer sıcaklıkla değişir. Uluslararası su buharı tablolarında (IT) kullanılan kalori tam olarak 4.1868 J'e eşittir. Bu değer, suyun 15 °C sıcaklıktaki özgül ısısına eşit olup, mühendisler tarafından genellikle kullanılan değerdir. Termokimyasal kalori tam olarak 4.184 J'e eşit olup, fizikçilerin genellikle yeğledikleri değerdir. Suyun oda sıcaklığındaki özgül ısısına eşittir. İkisi arasındaki fark yüzde 0.06 olup gözardı edilebilir. Beslenme uzmanları tarafından kullanılan ve büyük harfle yazılan Kalori ise gerçekte 1 kilokalori olup 1000 kaloriye (IT) eşittir.

¤ Mekanik beygir gücü (hp). Elektriksel beygir gücü tam olarak 746 W olmaktadır.

BÜYÜKLÜK	SI	SI/İNGİLİZ
Hacim	$1\ m^3 = 1000\ L$	$1\ m^3 = 6.1024 \times 10^4\ in^3 = 35.315\ ft^3$ $= 264.17$ galon (US) 1 galon (US) $= 231\ in^3 = 3.7854\ L$
Hız	$1\ m/s = 3.60\ km/h$	$1\ m/s = 3.2808\ ft/s$ $= 2.237\ mil/h$ $1\ mil/h = 1.609\ km/h$
İvme	$1\ m/s^2 = 100\ cm/s^2$	$1\ m/s^2 = 3.2808\ ft/s^2$ $1\ ft/s^2 = 0.3048^*\ m/s^2$
Kuvvet	$1\ N = 1\ kg \cdot m/s^2 = 10^5$ dyne $1\ kgf = 9.80665\ N$	$1\ lbf = 32.174\ lbm \cdot ft/s^2$ $= 4.44822\ N$ $1\ N = 0.22481\ lbf$
Kütle	$1\ kg = 1000\ g$ 1 metrik ton = 1000 kg	$1\ kg = 2.20466226$ lbm $1\ lbm = 0.45359237^*\ kg$ $1\ slug = 32.174\ lbm = 14.5939\ kg$ 1 kısa ton = 2000 lbm = 907.1847 kg
Özgül Hacim	$1\ m^3/kg = 1000\ L/kg$ $= 1000\ cm^3/g$	$1\ m^3/kg = 16.02\ ft^3/lbm$ $1\ ft^3/lbm = 0.062428\ m^3/kg$
Özgül Isı	$1\ kJ/(kg \cdot °C) = 1\ kJ/(kg \cdot K)$ $= 1\ J/(g \cdot °C)$	$1\ Btu/(lbm \cdot °F) = 4.1868\ kJ/(kg \cdot °C)$ $1\ Btu/(lbmol \cdot R) = 4.1868\ kJ/(kmol \cdot K)$ $1\ kJ/(kg \cdot °C) = 0.23885\ Btu/(lbm \cdot °F)$ $= 0.23885\ Btu/(lbm \cdot R)$
Sıcaklık	$T\ (K) = T\ (°C) + 273.15$ $\Delta T\ (K) = \Delta T\ (°C)$	$T\ (R) = T\ (°F) + 459.67 = 1.8\ T\ (K)$ $T\ (°F) = 1.8\ T\ (°C) + 32$ $\Delta T\ (°F) = \Delta T\ (R)$ $= 1.8^*\ \Delta T\ (K)$
Uzunluk	$1\ m = 100\ cm = 1000\ mm$ $1\ km = 1000\ m$	$1\ m = 39.370\ in = 3.2808\ ft$ $= 1.0926\ yd$ $1\ ft = 12\ in = 0.3048^*\ m$ $1\ mil = 5280\ ft = 1.6093\ km$ $1\ in = 2.54^*\ cm$
Yoğunluk	$1\ g/cm^3 = 1\ kg/L = 1000\ kg/m^3$	$1\ g/cm^3 = 62.428\ lbm/ft^3$ $= 0.036127\ lbm/in^3$ $1\ lbm/in^3 = 1728\ lbm/ft^3$ $1\ kg/m^3 = 0.062458\ lbm/ft^3$

Bazı Fiziksel Sabitler

Üniversal gaz sabiti	$R_u = 8.31434\ kJ/(kmol \cdot K)$ $= 8.31434\ kPa \cdot m^3/(kmol \cdot K)$ $= 0.0831434\ bar \cdot m^3/(kmol \cdot K)$ $= 82.05\ L \cdot atm/(kmol \cdot K)$ $= 1.9858\ Btu/(lbm \cdot R)$ $= 1545.35\ ft \cdot lbf/(lbmol \cdot R)$ $= 10.73\ psia \cdot ft^3/(lbmol \cdot R)$
Standart yerçekimi ivmesi	$g = 9.80665\ m/s^2$ $= 32.174\ ft/s^2$
Standart atmosfer basıncı	1 atm = 101.325 kPa = 1.01325 bar = 14.696 psia = 760 mmHg (0 °C) = 29.9213 inHg (32 °F) = 10.3323 mH_2O (4 °C)
Stefan-Boltzmann sabiti	$\sigma = 5.66961 \times 10^{-8}\ W/(m^2 \cdot K^4)$ $= 0.1714 \times 10^{-8}\ Btu/(h \cdot ft^2 \cdot R^4)$
Boltzmann sabiti	$k = 1.380622 \times 10^{-23}\ kJ/(kmol \cdot K)$
Boşlukta ses hızı	$c = 2.9979 \times 10^8\ m/s$ $= 9.836 \times 10^8\ ft/s$
0 °C sıcaklık ve 1 atm basınçta kuru havada ses hızı	$C = 331.36\ m/s$ $= 1089\ ft/s$
1 atm basınçta suyun erime ısısı	$h_{if} = 333.7\ kJ/kg$ $= 143.5\ Btu/lbm$
1 atm basınçta suyun buharlaşma ısısı	$h_{fg} = 2257.1\ kJ/kg$ $= 970.4\ Btu/lbm$

Dizin

Absorpsiyonlu soğutma, 549
Açık çevrim, 405, 411
Açık sistem, 160
Adyabatik alev sıcaklığı, 679
Adyabatik yanma sıcaklığı, 679
Adyabatik doyma işlemi, 630
Adyabatik doyma sıcaklığı, 631
Adyabatik hal değişimi, 83
Adyabatik karıştırma, 644
Adyabatik sistem, 105
Adyabatik verim, 314
  -kompresör, 316
  -lüle, 319
  -pompa, 317
  -türbin, 315
  -yayıcı, 767
Ağırlık, 6
Akış işi, 164
Akış enerjisi, 164
Akış kullanılabilirliği, 370
Akışın boğulması, 749
Alt çevrim, 501
Alt ısıl değer, 673
Alt ölü nokta (AÖN), 411
Amagat yasası, 602
Ara buhar alma, 485
Ara buhar almalı çevrim, 486
Ara ısıtma, 481
Ara ısıtmalı Brayton çevrimi, 436
Ara ısıtmalı buhar çevrimi, 481
Ara soğutma, 436
Ara soğutmalı Brayton çevrimi, 436
Aracı akışkan, 218
Art yakıcı, 445
Aşırı doyma, 770
Aşırı doymuş su buharı, 770
Atmosferik basınç, 19
Atmosferik hava, 626
Ayrışma, 713
Azotun özelikleri, 788-790, 820

Bağ enerjisi, 10
Bağıl basınç, 303
Bağıl özgül hacim, 304
Bağıl nem, 627
Bağımsız özelik, 16
Barometre, 18
Basınç, 16
  -atmosferik, 19
  -bağıl, 303
  -buhar, 626
  -doyma, 37
  -durma, 736
  -gösterge, 16
  -indirgenmiş, 60
  -karışan, 602
  -karşı, 748
  -kısmi, 603
  -mutlak, 16
  -ortalama efektif, 412
  -sanki-kritik, 602
  -vakum, 17
Basınç geri kazanma çarpanı, 767

Basınç oranı, 428, 602
Basınç yükselme katsayısı, 767
Balon, 77
Basit sıkıştırılabilir sistem, 15
Beattie-Bridegeman denklemi, 64, 835
Benedict Webb Rubin denklemi, 65, 835
Bernoulli denklemi, 307
Besleme suyu ısıtıcısı, 486
  -açık, 485
  -doğrudan temaslı, 485
  -kapalı, 487
Bileşik ısı güç üretimi, 495, 524
Bir boyutlu akış, 162
Bir boyutlu izantropik akış, 741
Birimler, 4,6
  -İngiliz sistemi, 4
  -SI sistemi, 4
  -ön ekler, 5
  -tarihçe, 4
Birleşik gaz buhar çevrimi, 502
Biyolojik sistemler, 129
Boğaz, 743
Boğulma, 749
Boru ve kanallarda akış, 182
Boyutlar, 4
Brayton çevrimi, 427
Buhar, 57
Buhar basıncı, 626
Buhar kapanı, 488
Buharlı güç çevrimleri, 469
Buharlaşma entalpisi, 47
Buharlaşmalı soğutma, 642
Buz noktası, 21
Buzdolabı, 530

Carnot buhar çevrimi, 470
Carnot çevrimi, 237
Carnot ısı makinesi, 237
Carnot ısı pompası, 247, 527
Carnot ilkeleri, 239
Carnot soğutma makinesi, 247, 527, 528
Carnot verimi, 243
Celcius sıcaklık ölçeği, 21
Civa çevrimi, 501
Clapeyron denklemi, 575
Clapeyron-Clausius denklemi 576
Clausius ifadesi, 228
Clausius eşitsizliği. 264

Çap, 412
Çevre işi, 350
Çevrim, 15
Çevrimsel bağıntı, 572
Çiğ noktası sıcaklığı. 629
Çok kademeli sıkıştırma. 311, 436
Çok kademeli soğutma sistemi, 542
Çok kamsanlı sistemler. 721

Dalton yasası, 602
Debi katsayısı, 764
Denge, 12
  -faz, 13, 705
  -hali, 12
  -ısıl, 13
  -karışımı,
  -kimyasal, 13
  -mekanik, 13
  -termodinamik, 13
Denge kısası
  -faz, 719, 720
  -kimyasal, 706, 708
Denge sabiti, 709
  -h_K ile ilişkisi, 718
  -mükemmel gaz karışımları, 708, 711
  -sıcaklıkla değişimi, 718
  -$\Delta G^*(T)$ ile ilişkisi, 709
  -tablolar, 834
Devridaim makinesi, 230
Dıştan tersinir, 236
Dıştan yanmalı motor. 405
Diesel çevrimi, 418
Dinamik sıcaklık, 736
Doğal akışlı soğutma kulesi, 647
Doğal taşınım, 86
Doyma basıncı, 37
Doyma sıcaklığı, 37
Doymuş sıvı, 36,47
Doymuş buhar eğrisi, 40
Doymuş sıvı eğrisi, 40
Doymuş buhar, 37,47
Doymuş hava, 627
Doymuş sıvı buhar karışımı, 40
Dönme eğrisi, 585
Dönme sıcaklığı, 585
Dört zamanlı motor, 413
Durma basıncı, 736
Durma entalpisi, 734
Durma özelikleri, 734, 735
Durma sıcaklığı, 736
Duyulur enerji, 10
Duyulur ısı, 636
Duyulur ısıtma, 637
Duyulur soğutma, 637
Düzgün (üniform), 160

Ekserji, 349
Eksik hava yüzdesi, 665
Elektrik işi, 92
Egzoz stroku, 414
Egzoz süpabı, 412
Emme stroku, 414
Emme süpabı, 412
Enerji, 2, 9
  -toplam, 9
  -makroskopik, 9
  -mikroskopik, 9
  -kinetik, 9

Enerji etkileşimi, 11
Enerji etkinlik oranı, 227
Enerjiden yararlanma oranı, 496
Enerjinin korunumu, 2, 82, 104, 159
  -açık sistem, 159, 162
  -kapalı sistem, 104, 107
  -sürekli akışlı açık sistem, 168
  -zamanla değişen açık sistem, 187
  -düzgün akışlı dengeli açık sistem, 189
Enerjinin korunumu ilkesi, 82
Enerjinin niceliği, 246, 347
Enerjinin niteliği, 246, 347
Entalpi, 46
  -buharlaşma, 47
Entalpi değişimi, 578
  -gerçek gazlar, 586
Entalpi sapması, 587
Entalpi sapma çarpanı, 587
Entropi, 263, 266
Entropi değişimi, 579
  -gerçek gazlar, 586
  -mükemmel gazlar, 298
  -saf madde, 290
  -sıvılar ve katılar, 295
Entropi dengesi, 273, 277
  -açık sistem, 277
  -düzgün akışlı açık sistem, 279
  -kapalı sistem, 273
  -sürekli akışlı açık sistem, 279
Entropi sapması, 589
Entropi sapma çarpanı, 589
Entropi üretimi, 272
Entropinin artışı ilkesi, 270
  -adyabatik sistemler, 271-272
  -zamanla değişen açık sistem, 279-280
  -kapalı sistemler, 270-272
  -kontrol hacimleri, 277-278
  -sürekli akışlı açık sistem, 279
Eriesson çevrimi, 425
Esnek katı çubuk işi, 103
Eşzamanlı reaksiyonların kimyasal dengesi, 715
Etki katsayıları, 65
Etki katsayılı hal denklemi, 65
Etkinlik katsayısı, 225, 526
  -ısı pompası, 226, 526
  -soğutma makinesi, 225, 526

Fan debi oranı. 444
Fanno eğrisi. 758
Faz, 34
Faz değişimi, 34, 35, 36
  -özelik diyagramları. 39
Faz dengesi, 719
  -çok karışımlı sistemler, 720
  -tek karışımlı sistem. 720
  -saf madde, 720
Faz diyagramı, 44,45
Faz kuralı, 721
Fazla hava yüzdesi, 665
Formasyon entalpisi, 672
Fourier ısı iletim yasası, 85

Gaz, 57
  -mükemmel (ideal), 57
  -sabiti, 57
  -sıvılaştırma, 545
  -tek atomlu, 121
Gaz buhar karışımları, 625
Gaz karışımları, 599
  -P-v-T davranışı, 601
    -gerçek, 603
    -mükemmel, 602
Gaz karışımlarının özelikleri, 607
  -gerçek, 611
  -mükemmel, 608
Gaz akışkanlı güç çevrimleri, 405
Gaz akışkanlı soğutma çevrimi, 546
Gaz türbini çevrimi, 427
Gazların sıvılaştırılması, 545
Geçici akışlı açık sistem, 185
Genelleştirilmiş
  -entalpi sapma diyagramı, 587
  -entropi sapma diyagramı, 589
  -sıkıştırılabilme diyagramı, 60
Gerçek buharlı güç çevrimi, 475
Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, 533
Gerçek yararlı iş, 351
Geri iş oranı, 430
Gibbs Dalton yasası, 608
Gibbs faz kuralı, 721
Gibbs fonksiyonu, 573, 685, 706, 832
Gizli enerji, 10
Gizli ısı, 636
Görünür gaz sabiti, 600
Görünür mol kütlesi, 600
Güç çevrimleri, 405, 469
  -ikinci yasa çözümlemesi, 446
Güç stroku, 413

Hacim oranı, 602
Hacimsel debi, 162
Hacimsel genişleyebilirlik, 581
  -katsayısı, 581
Hal, 12
  -denge hali, 12
Hal değişimi, 13
Hal denklemleri, 56
  -Beattie-Bridgeman, 64, 835
  -Benedict Webb Rubin, 65, 835
  -etki katsayılı, 65
  -mükemmel gaz,
  -van der Waals, 63
Hal postülası, 15
Hareketli sınır işi, 94
Hareketsiz sistemler, 10

Hava, 626, 662
-atmosferik, 626
-özelikleri, 790, 818
Hava standardı kabulleri, 411
Hava su buharı karışımı, 626
Hava yakıt oranı, 664
Hız katsayısı, 764
Hidrojenin özelikleri, 788-790, 828
Hidroksilin özelikleri, 831
Hipersonik akış, 740
Helmholtz fonksiyonu, 573
Hücre, 129

Iraksak lüle, 743
Isı, 82
-işaret kuralı, 83
-özgül, 116
Isı değiştiricileri, 179
Isı geçişi, 11, 84, 235
Isı iletim katsayısı, 85
Isıl, 218
-ısıl verim, 220
Isı oranı, 473
Isı pompası, 226
Isı pompası sistemleri, 537
Isıl değer, 673
Isıl enerji, 11
Isıl verim, 220
Isıl çift, 552
Islak buhar bölgesi, 40
Islak soğutma kulesi, 647
Işınım, 86

İç enerji değişimi, 577
-gerçek gazlar, 586
-katılar, sıvılar, 127
-mükemmel gazlar, 118
İçten tersinir, 236
İçten yanmalı motor, 405, 411
İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, 529
İdeal çevrim, 407
İki zamanlı motor, 414
İkili çevrim, 421
İkili buhar çevrimi, 500
İkili soğutma sistemi, 539
İkinci yasa çözümlemesi, 347
-buharlı güç çevrimi, 493
-gaz akışkanlı çevrim, 446
-kapalı sistem, 359
-kimyasal sistemler, 684
-sürekli akışlı açık sistem, 369
-zamanla değişen açık sistem, 374
İklimlendirme, 635, 637
İndirgenmiş basınç, 60
İndirgenmiş sıcaklık, 60
İngiliz sistemi, 4
İstatistiksel termodinamik, 3
İş, 6,11,89
-akış işi, 164
-elektrik işi, 92
-esnek katı çubuk işi, 103
-mekanik, 93
-hareketli sınır işi, 94
-ivme işi, 100
-manyetik iş, 104
-polarizasyon işi, 104
-sınır işi, 94
-mil işi, 100
-yay işi, 101
-yerçekimi işi, 99
-yüzey gerilmesi işi, 103
İzantropik gaz akışı
-özelik tabloları, 844
İzantropik durma hali, 735
İzantropik genişleme üssü, 598
İzantropik verim, 314-319, 767
İzotermal sıkıştırılabilirlik, 581

Jeotermal santral, 518
Jet motoru, 440
Joule , 6, 84
Joule Thomson katsayısı, 584

Kalorik teorisi, 84
Kalorimetre, 132
Kapalı çevrim, 405
Kapalı sistem, 8
-birinci yasa, 104
-ikinci yasa, 359
-kullanılabilirlik, 360
Kararlı element, 672
Karbon dioksitin özelikleri, 788-790, 824
Karbon monoksitin özelikleri, 788-790, 826
Karışan basıncı, 602
Karışan hacmi, 602
Karışım, 599
Karışma odaları, 178
Karşı basınç, 748
Karşılıklı haller ilkesi, 60
Karşılıklılık bağıntısı, 572
Katı, 34
-iç enerji, entalpi, 127
-özgül enerji, 127
Kay kuralı, 604
Kaynak, 218
Kazan patlaması, 345
Kelvin Planck ifadesi, 224
Kelvin sıcaklık ölçeği, 21
Kesme oranı, 420
Kısılma (genişleme) vanası, 176, 584
Kısmi basınç, 603
Kısmi hacim, 603
Kısmi türev, 569
-karşılıklılık bağıntısı, 572
-çevrimsel bağıntı, 572

Kıvılcım ateşlemeli motor, 412
Kızgın buhar, 37,52
Kimyasal denge, 705
Kimyasal denge kıstası, 706, 708
Kimyasal enerji, 10
Kimyasal potansiyel, 706
Kimyasal reaksiyonlar, 661
Kimyasal reaksiyona giren sistemlerin:
-birinci yasa çözümlemesi, 674, 675
-entropi değişimleri, 681
-ikinci yasa çözümlemesi, 684
-tersinir işi, 684
-tersinmezlikleri, 685
Kinetik enerji, 9, 100, 105
Kinetik teori, 84
Kirchoff yasası, 87
Klasik termodinamik, 3
Kompresörler, 174
-adyabatik verim, 316
-işin azaltılması, 310
-izotermal verim, 317
Konfor, 635
Kontrol hacmi, 8, 160
-Birinci yasa, 162
-İkinci yasa, 369, 374
-Kullanılabilirlik, 370, 376
-Kütlenin korunumu, 160
Kontrol yüzeyi, 160
Kritik nokta, 39
-özelik tabloları, 788
Kritik özelikler, 747
Kritik oranlar, 747
Kullanılabilir enerji, 350
Kullanılamayan enerji, 350
Kullanılabilirlik, 348,349
-akış, 370
-zamanla değişen açık sistem, 376
-kapalı sistem, 360
Kuru hava, 626
Kuru termometre sıcaklığı, 628
Kurulluk derecesi, 49
Kuyu, 218
Kütle analizi , 600
Kütle debisi, 161
Kütle oranı, 600
Kütlenin korunumu, 160
-sürekli akışlı açık sistem, 168
-zamanla değişen açık sistem, 186

Lüleler, 170
Lülelerde izantropik akış, 748
Lule verimi, 763

Mach sayısı, 740
Makroskopik enerji, 9
Manyetik iş, 104
Maxwell bağıntıları, 573
Mayer bağıntısı, 581
Mekanik iş, 93
Metabolik hız, 130
Metabolizma, 130
Mikroskopik enerji, 9
Mil işi, 100
Mol analizi, 600
Mol kütlesi, 57, 600, 788
Mol oranı, 600
Mollier diyagramı, 288
Moment, 100, 101
Motorlar
-içten yanmalı, 405, 411, 443
-tepkili, 443
-türbinli, 427, 443, 469
Mutlak basınç, 16
Mutlak entropi, 284, 683
Mutlak nem, 627
Mutlak sıcaklık, 22, 242
Mükemmel gaz, 57
-entropi değişimi, 298
-hal denklemi, 57
-izantropik hal değişimi, 302
-özgül ısısı, 120
-izantropik akış, 746, 747
Mükemmel gaz karışımları, 601
-özelikleri, 607
-P-v-T davranışı, 601, 602

Nem alma, 637
Nemli hava
-duyulur ısıtma, 637
-duyulur soğutma, 637
-nem alma, 637, 640
-nemlendirme, 638
Newton' un soğutma yasası, 86
Nicelik, 2, 246
Nitelik, 2, 246
Normal şok dalgası, 755, 757
-tablolar, 845

Oksijenin özelikleri, 788-790, 822
Oluşum (formasyon) entalpisi, 672
Oluşum (formasyon) Gibbs fonksiyonu, 685, 832
Orsat cihazı
Ortalama efektif basınç (OEB), 412
Ortalama gaz sabiti, 600
Ortalama hız, 162
Ortalama mol kütlesi, 600
Otto çevrimi, 413

Ölü hacim, 412
Ölü hal, 348
Özelik, 12
-yaygın, 12
-yeğin, 12
-tabloları, 787-845
Özgül ağırlık, 6, 11