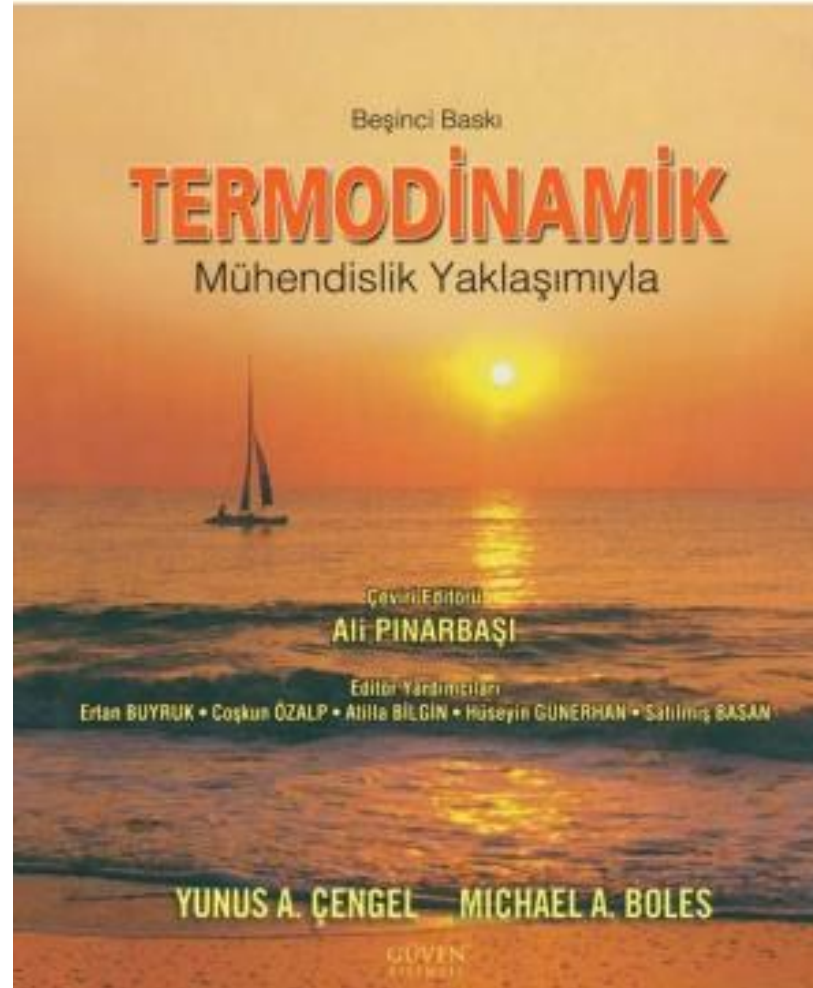




Bölüm 1

GİRİŞ VE TEMEL KAVRAMLAR

<http://public.cumhuriyet.edu.tr/alipinarbasi/>

Amaçlar

- Termodinamiğin ilkelerinin geliştirilmesinin sağlam bir alt yapı üzerine oturması için temel kavramların açık bir şekilde tanımlanması ile ilgili termodinamiğe özgü dilin belirlenmesi.
- Metrik SI ve İngiliz birim sistemlerinin incelenmesi
- Sistem, hal, hal varsayımı, denge, hal değişimi ve çevrim gibi termodinamiğin temel kavramlarının açıklanması.
- Sıcaklık, sıcaklık ölçeği, basınç ile mutlak ve gösterge basınç kavramlarının incelenmesi.
- Sistematik problem çözme tekniğinin tanıtılması.

TERMODİNAMİK VE ENERJİ

- **Termodinamik:** Termodinamik sözcüğü, Latince therme (ısı) ile dynamis (güç) sözcüklerinden türemiştir. Enerjinin bilimi. Isı ile enerjinin diğer şekilleri arasındaki bağıntıları inceleyen bir fiziki ilim dalıdır. Ayrıca enerji alış-verişlerinden ve dönüşümlerinden etkilenerek değişikliğe uğrayan maddelerin çeşitli fiziksel özellikleri arasındaki bağıntıları da inceler.
- **Enerji:** Değişikliklere sebep olma yeteneği. Bir sistemin ısı ve iş verme kabiliyetidir. Isı ve iş alan bir sistemin enerjisi artar, ısı ve iş veren bir sistemin enerjisi ise azalır.
- **İç enerji:** Herhangi bir termodinamik işlem sonucu bir sistem içinde depo edilmiş enerjiye denir. Bu sistemin iki hali arasında ki iç enerji değişimi, verilen ısı ile alınan işin farkına eşittir.

$$U = Q - (W/J)$$

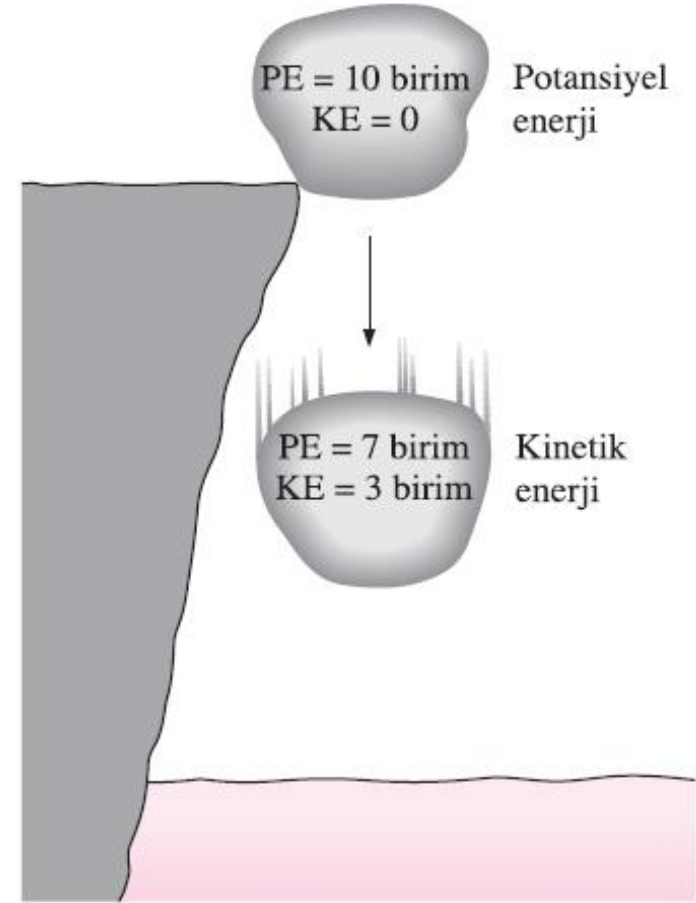
TERMODİNAMİK VE ENERJİ

■ Enerjinin korunumu prensibi:

Bir etkileşim esnasında, enerji, bir formdan başka bir forma dönüşebilir, ama enerjinin toplam miktarı, sabit kalır.

[Anim1](#) [Anim2](#) [Anim3](#)

■ Enerji yaratılamaz veya yok edilemez ya da enerjinin toplam miktarı değişmez (1. yasa)

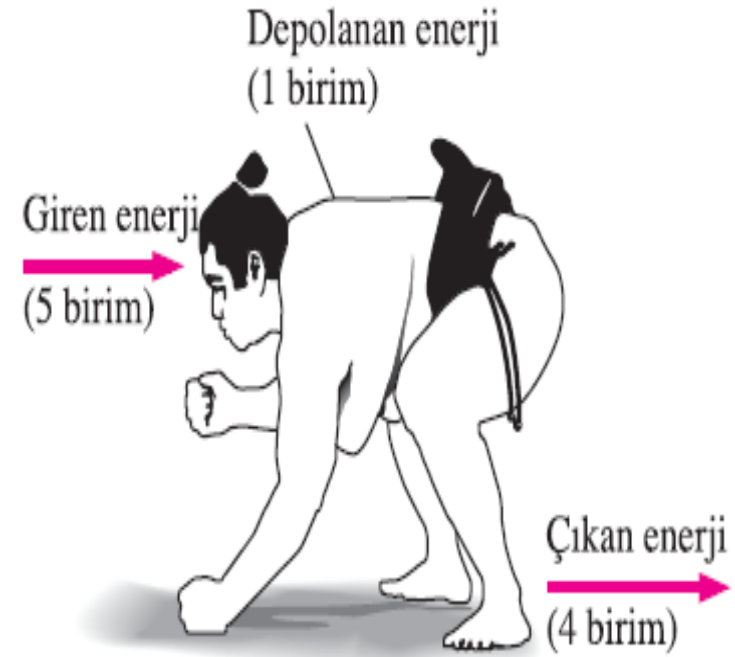


Enerji var veya yok edilemez
sadece biçim değiştirebilir
(1.yasa)

TERMODİNAMİK VE ENERJİ

- **Termodinamiğin birinci yasası:** Enerjinin korunumu ilkesini ifade eder.
- Birinci yasa enerjinin termodinamikle ilgili bir özellik olduğunu öne sürer.

Anim1 Anim2

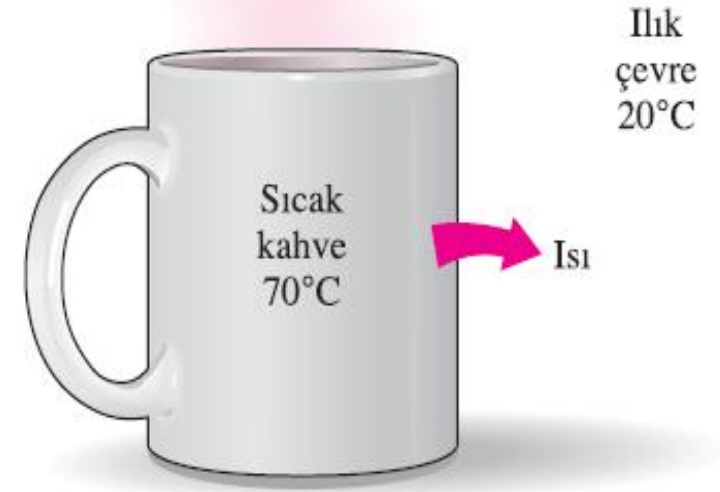


İnsan vücudu için enerjinin korunumu ilkesi

TERMODİNAMİK VE ENERJİ

■ **Termodinamiğin ikinci yasası:** Enerjinin niceliğinin (miktarının) yanında niteliğinin de (kalitesinin) dikkate alınması gerektiği üzerinde durur ve doğadaki değişimlerin enerjinin niteliğinin azaldığı yönde gerçekleştiğini belirtir.

[Anim1](#) [Anim2](#)

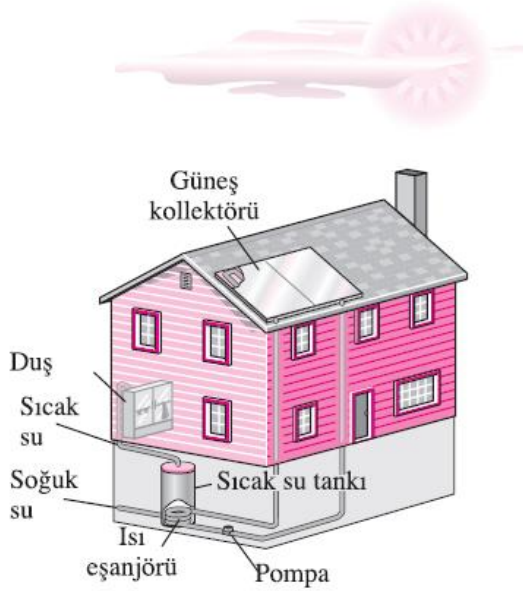


Isı geçişi, sıcaklığın azaldığı yöne doğru olur.

TERMODİNAMİK VE ENERJİ

- **Klasik Termodinamik:** Her bir parçacığın davranışının bilin-mesine gerek duyulmadan, termodinamik ile ilgili çalışmaların makroskopik olarak ele alınması yaklaşımına denir.
- Mühendislik problemlerinin çözümü için doğrudan ve kolay bir yöntem oluşturur.
- **İstatiksel termodinamik:** Tek tek parçacıkların oluşturdukları büyük kümelerin ortak davranışlarını göz önüne alır.
- Bu bölümde konuya destek olması amacıyla kullanılacaktır.

Termodinamiğin Uygulama Alanları



BOYUTLAR VE BİRİMLERİN ÖNEMİ

- Herhangi bir fiziksel büyüklük **boyutları** ile nitelenir.
- Boyutlara atanan büyüklükler **birimlerle** ifade edilir.
- Kütle m , uzunluk L , zaman t ve sıcaklık T gibi bazı temel boyutlar **birincil** veya **esas boyutlar** olara seçilmişlerdir. Hız V , enerji E ve hacim V gibi bazı boyutlar ise ana boyutlar kullanılarak ifade edilir ve **ikincil boyutlar** veya **türetilmiş boyutlar** diye adlandırılır.

TABLO 1-1

Yedi ana boyut ve SI birimleri

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

BOYUTLAR VE BİRİMLERİN ÖNEMİ

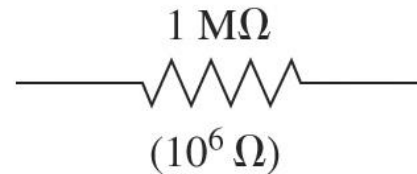
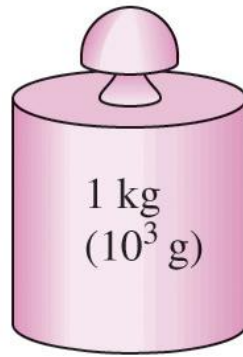
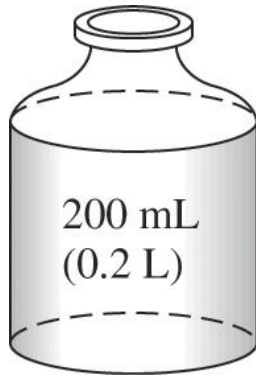
- **Metrik SI sistemi:** Değişik birimlerin kendi aralarında onlu sisteme göre düzenlendiği, basit ve mantıklı bir sistemdir.
- **İngiliz sistemi:** Birimler arasındaki ilişkiler düzenli bir yapıda değildir ve sistemdeki birimler birbirleri ile biraz keyfi olarak ilişkilendirilmiştir.

TABLO 1-2

SI birimindeki standart önekler

10'un katı	ön ek
10^{12}	tera, T
10^9	giga, G
10^6	mega, M
10^3	kilo, k
10^2	hekto, h
10^1	deka, da
10^{-1}	desi, d
10^{-2}	santi, c
10^{-3}	milli, m
10^{-6}	mikro, μ
10^{-9}	nano, n
10^{-12}	piko, p

Bazı SI Ve İngiliz Birimleri



SI birim sistemindeki ön-ekler bütün mühendislik dallarında kullanılır.

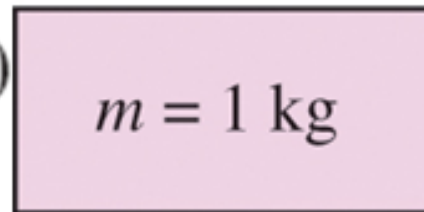
$$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$$

ve

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

Kuvvet = (Kütle) (İvme)

$$F = ma$$



$$a = 1 \text{ m/s}^2$$

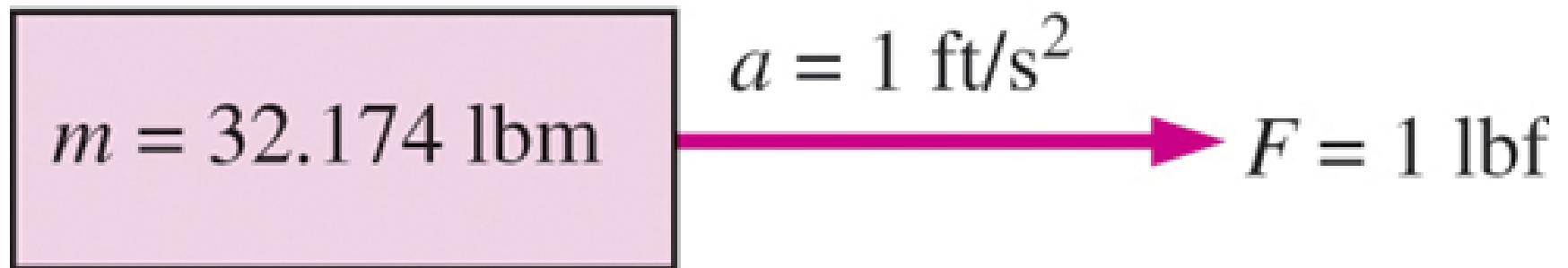
$$F = 1 \text{ N}$$

Kuvvet birimlerinin tanımı.

Bazı SI Ve İngiliz Birimleri

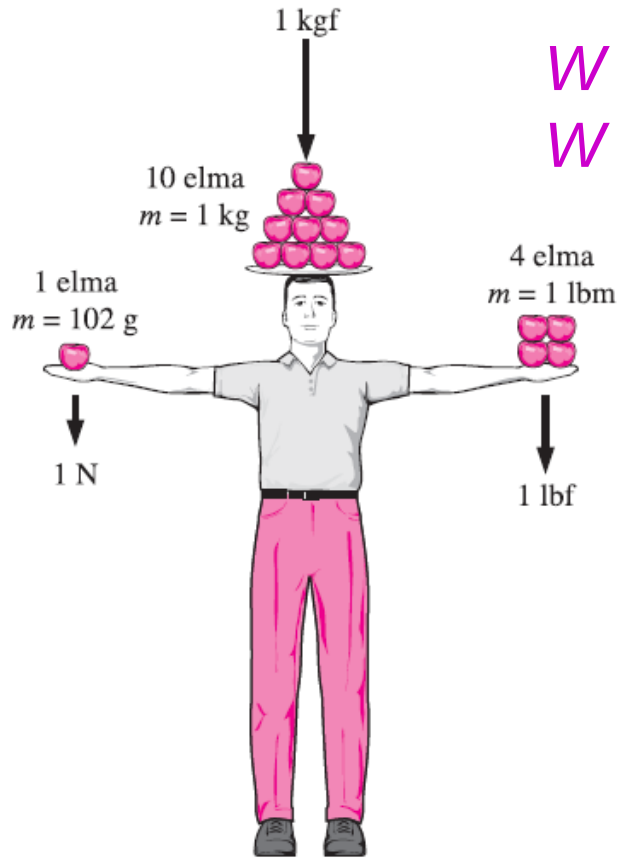
$$\begin{aligned} \text{İş} &= \text{Kuvvet} \times \text{Yol} \\ 1 \text{ J} &= 1 \text{ N} \cdot \text{m} \\ 1 \text{ cal} &= 4.1868 \text{ J} \\ 1 \text{ Btu} &= 1.0551 \text{ kJ} \end{aligned}$$

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



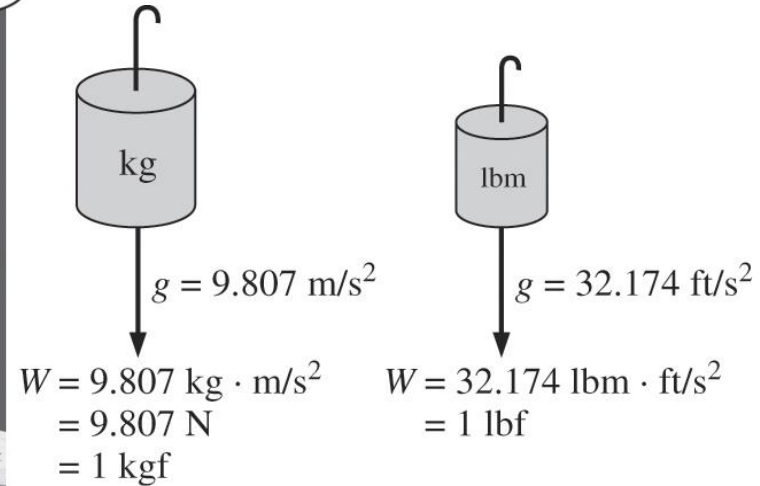
Kuvvet birimlerinin tanımı.

Bazı SI Ve İngiliz Birimleri



$$W = m \times g \text{ (N)}$$

W Ağırlık, m kütle, g Yerçekimi ivmesi



Dünyada 750 N ağırlığa sahip olan bir kişi ayda sadece 125 N gelir.

Bir birim kütlenin deniz seviyesindeki ağırlığı.

•Göreceli kuvvetin büyüklükleri (N) newtonun olduğu birimler, kilogram-kuvvet (Kgf), ve (Lbf) libre-kuvvet.

Boyutların türdeşliği

Mühendislik problemlerinde tüm denklemlerin, boyutsal olarak türdeş olması zorunludur.

Teklik (birim) dönüştürme oranları

Esas birimlerin kombinasyonları ile tüm türetilmiş birimler (ikincil birimler) oluşturulabilir. Örnek olarak kuvvet birimi, aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$N = \text{kg} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{and} \quad \text{lbf} = 32.174 \text{ lbm} \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

Bunlar aynı zamanda kullanımı daha kolay olan, teklik dönüştürme oranları şeklinde de tarif edilebilirler:

$$\frac{N}{\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2} = 1 \quad \text{and} \quad \frac{\text{lbf}}{32.174 \text{ lbm} \cdot \text{ft}/\text{s}^2} = 1$$

Teklik dönüştürme oranları benzer şekilde 1'e eşittirler ve birimsizlerdir. Bu yüzden söz konusu oranlar (veya tersleri) birimlerin düzgün bir şekilde dönüştürülmesi için herhangi bir hesaplama işleminin içine yerleştirilebilirler.

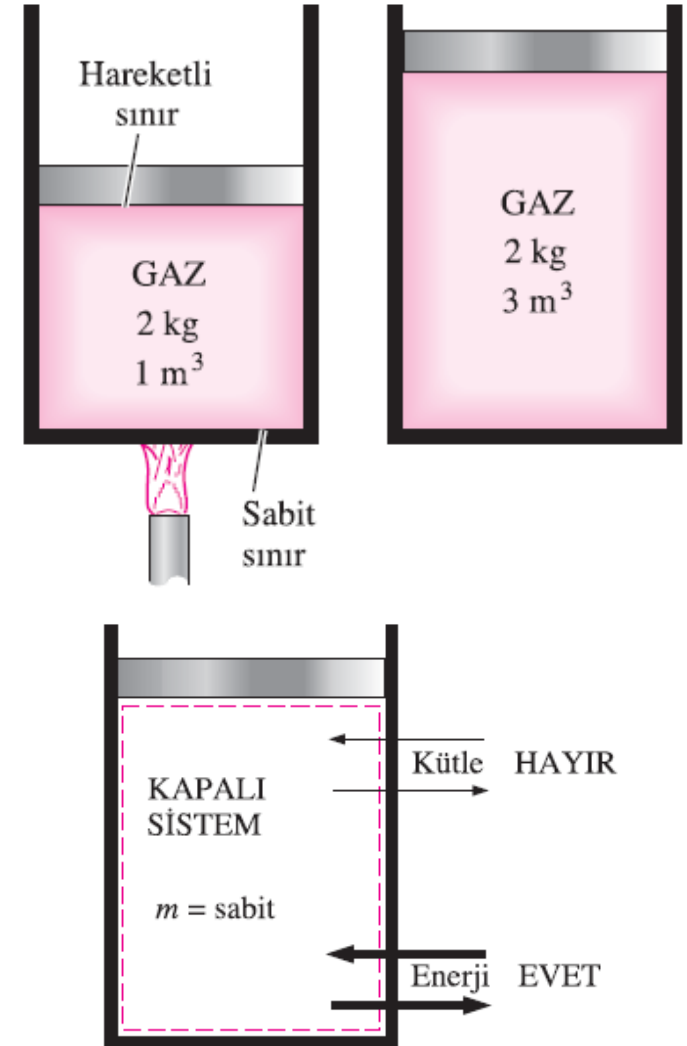
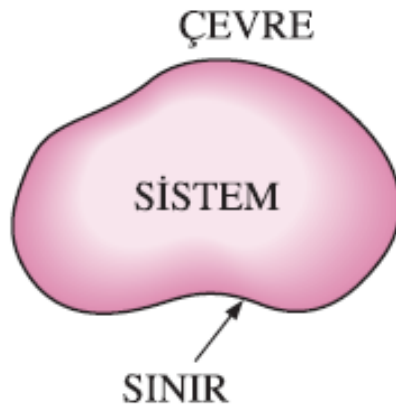


Boyutların uyuşması için bir denklemdeki tüm terimlerin birimleri aynı olmalıdır.

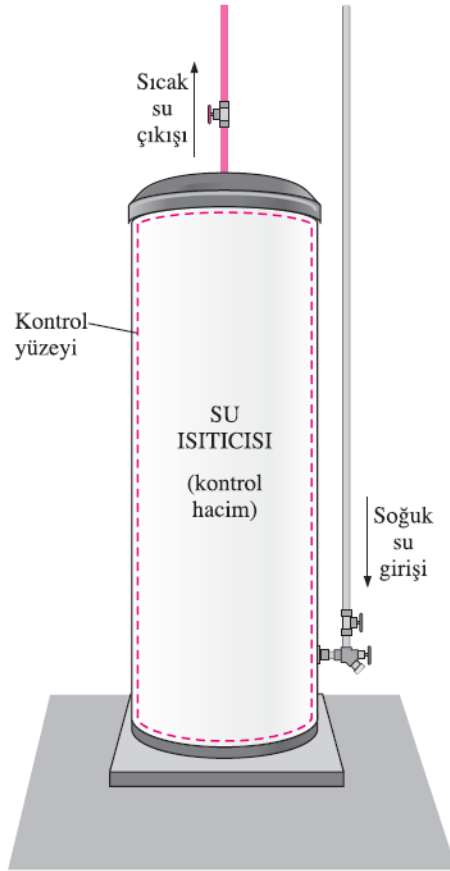
SİSTEMLER VE KONTROL HACİMLERİ

- **Sistem:** Belirli bir kütleyi veya uzayın incelenmek üzere ayrılan bir bölgesini belirtir.
- **Çevre:** Sistemin dışında kalan kütle veya bölge
- **Sınır:** Sistemi çevresinden ayıran gerçek veya hayali yüzey
- Sistemin sınırları *sabit* veya *hareketli* olabilir. [Anim1](#)
- Sistemler *kapalı* veya *açık* diye nitelendirilirler. [Anim2](#) [Anim3](#) [Anim4](#) [Anim5](#)

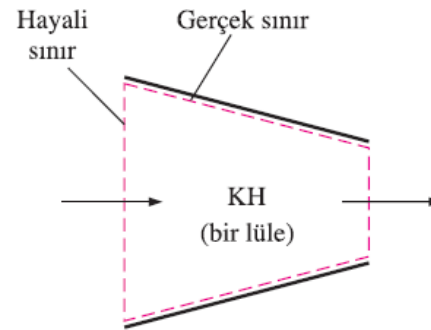
• **Kapalı sistem (Kontrol ünitesi):** Sınırlarından kütle geçişi olmayan sabit bir kütledir.



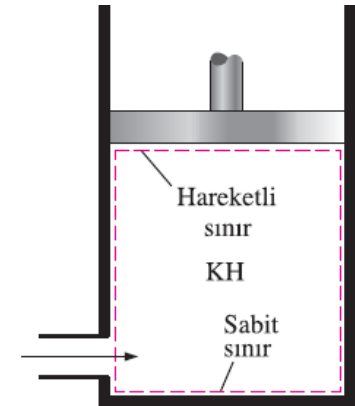
SİSTEMLER VE KONTROL HACİMLERİ



- **Açık sistem(kontrol hacmi):** Problemin çözümüne uygun bir şekilde seçilmiş uzayda bir bölgedir.
- Genellikle kompresör, türbin, lüle gibi içinden kütle akışının olduğu bir makineyi içine alır.
- Hem kütle hem de enerji, kontrol hacmi sınırlarını geçebilir.
- **Kontrol yüzeyi:** Kontrol hacminin sınırlarına kontrol yüzeyi adı verilir ve gerçek ya da hayali olabilirler.



(a) Gerçek ve hayali sınırlı bir kontrol hacmi

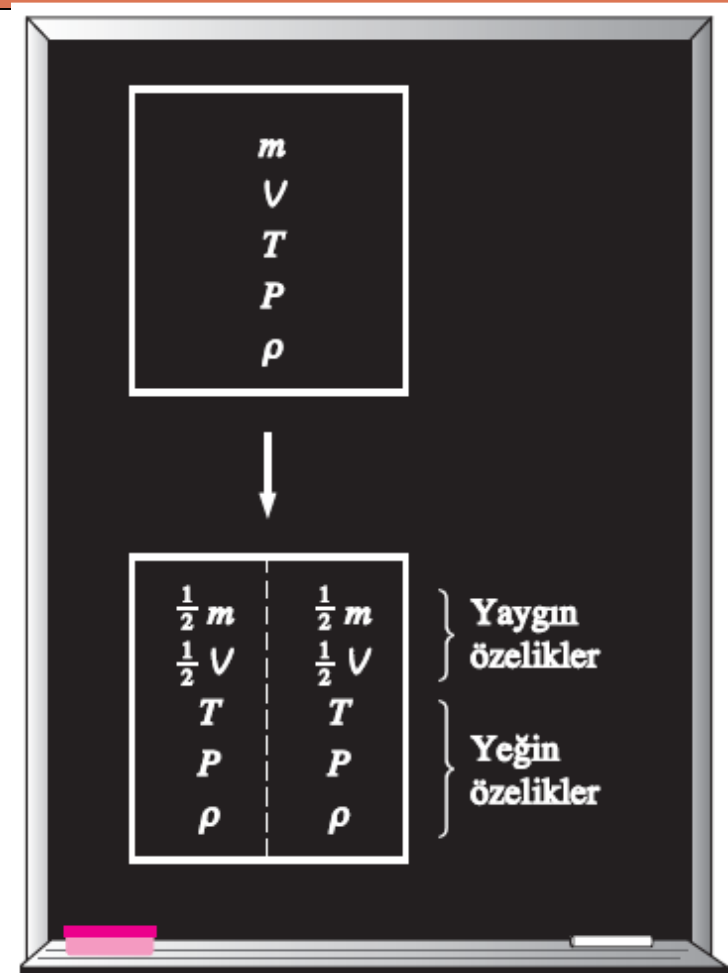


(b) Sabit ve hareketli sınırlı bir kontrol hacmi

Tek girişli ve tek çıkışlı açık sistem (kontrol hacmi)

SİSTEMİN ÖZELLİKLERİ

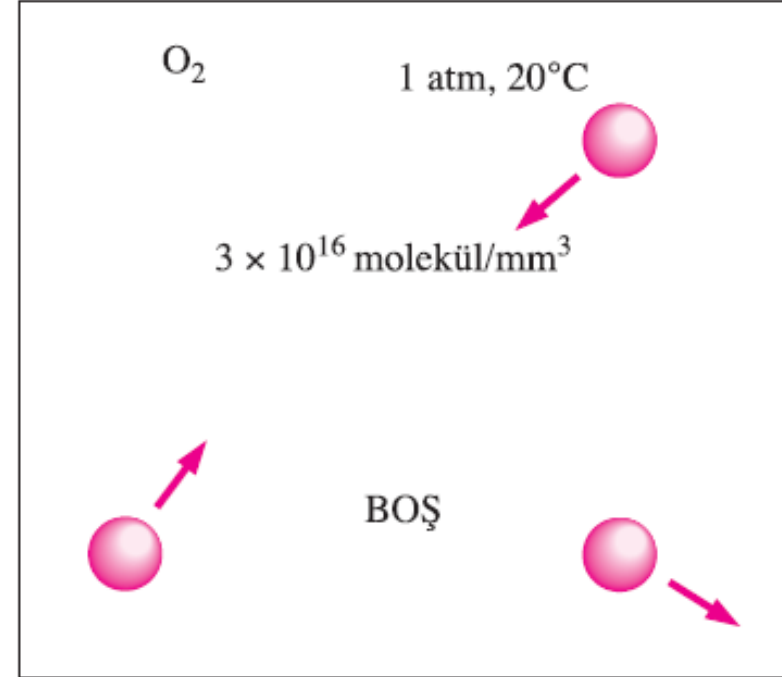
- **Özellik:** Herhangi bir sistemin karakteristiği.
- Bazı özellikler; basınç P , sıcaklık T , hacim V ve kütle m 'dir.
- Özellikler; ya *yeğın* (*intensif*) ya da *yaygın* (*ekstensif*) olarak dikkate alınırlar.
- **Yeğın (intensif) özellikler:** Sıcaklık, basınç, yoğunluk gibi sistemin kütlesinden bağımsızdırlar.
- **Yaygın (ekstensif) özellikler:** Hacim ve kütle gibi sistemin kütlesiyle (büyüklüğü) orantılıdırlar.
- **Özgöl özellikler:** Birim kütle için yaygın özellikler özgöl ön eki ile ifade edilir.



Yeğın ve yaygın özelliklerin ayırt edilmesi ölçütü.

Sürekli Dizi (Continuum)

- Bir maddenin atomik yapısının nasıl olduğunun önemsenmemesi ve boşluklar olmaksızın sürekli, aynı cinsten bir özdeş olarak dikkate alınması daha rahat bir yaklaşım olup, buna **sürekli dizi** (continuum) adı verilir.
- Sürekli dizi idealleştirmesi bize özelliklerin nokta fonksiyonu olarak ele alınmasına ve süreksizliklerden kaynaklanan sıçramalar olmaksızın özelliklerin uzayda sürekli değiştiği kabulünün yapılmasına olanak sağlar.
- Bu yaklaşım, dikkate alınan sistemin boyutları, moleküller arası boşluklara göre bağıl olarak büyük olduğu sürece geçerlidir
- Gerçekte, bu durumla tüm problemler de karşılaşılır.
- Bu bölümde, yalnızca continuum kapsamında modellenenebilen maddeler ile çalışmalar sınırlandırılacaktır.



Bir madde, moleküller arasındaki büyük boşluklara rağmen, aşırı ölçüde küçük bir hacimde bile çok fazla sayıda molekül bulunduğu için sürekli ortam olarak düşünülebilir.

YOĞUNLUK VE ÖZGÜL AĞIRLIK

Yoğunluk

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

Özgül hacim

$$\nu = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho}$$

Özgül (Bağıl) yoğunluk:

Maddenin yoğunluğunun standart bir maddenin belirli bir sıcaklıktaki (genellikle 4 °C sıcaklıktaki suyun yoğunluğu) yoğunluğuna oranı

$$SG = \frac{\rho}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}}$$

TABLO 1-3

Bazı maddelerin 0°C'de özgül ağırlıkları

Madde	SG
Su	1.0
Kan	1.05
Deniz suyu	1.025
Gaz	0.7
Etil alkol	0.79
Civa	13.6
Odun	0.3-0.9
Altın	19.2
Kemik	1.7-2.0
Buz	0.92
Hava (1 atm'de)	0.0013

Özgül ağırlık: Bir maddenin birim hacminin ağırlığına denir.

$$\gamma_s = \rho g \quad (\text{N/m}^3)$$

Yoğunluk birim hacimdeki kütle, özgül hacim ise birim kütledeki hacimdir.

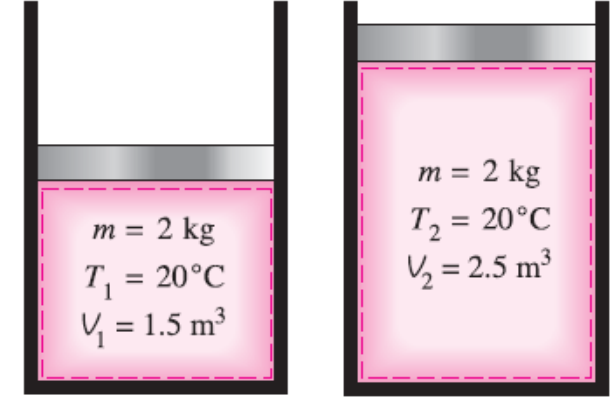
$$V = 12 \text{ m}^3$$
$$m = 3 \text{ kg}$$



$$\rho = 0.25 \text{ kg/m}^3$$
$$\nu = \frac{1}{\rho} = 4 \text{ m}^3/\text{kg}$$

HAL VE DENGELER

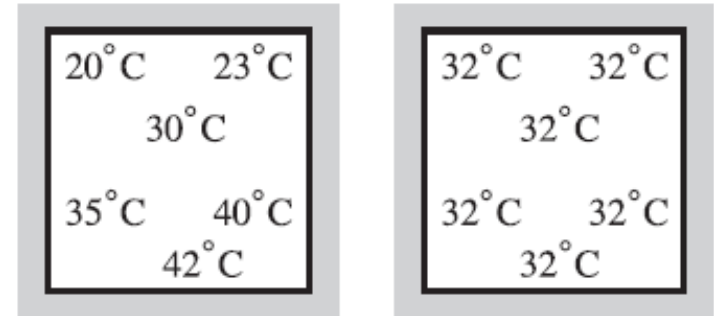
- Termodinamik, **denge** halleri ile ilgilenir.
- **Denge:** Bir uzlaşma halini tanımlar. Denge halinde bulunan bir sistem içinde, değişimi zorlayan eşitlenmemiş bir potansiyel (ya da itici kuvvet) yoktur. Anim1
- **Isıl denge:** Sistemin her noktasında sıcaklığın aynı olması durumudur. Anim2



(a) Durum 1

(b) Durum 2

İki farklı halde bulunan bir sistem.



(a) Önce

(b) Sonra

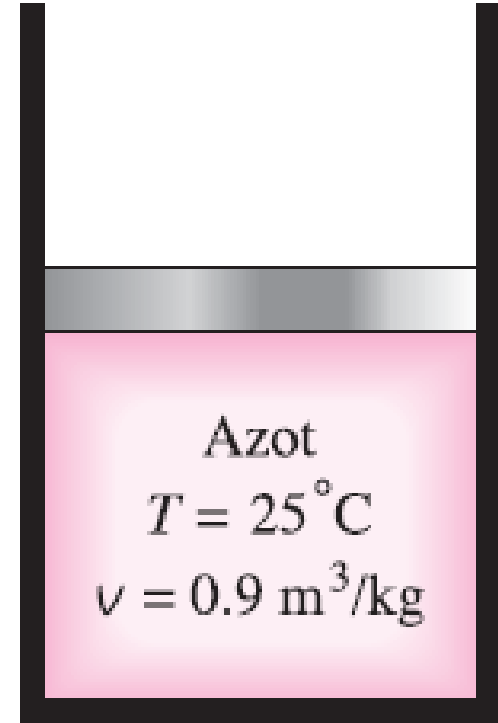
Isıl dengeye ulaşan bir kapalı sistem.

HAL VE DENGGE

- **Mekanik denge:** Sistemin herhangi bir noktasında basıncın zamana göre değişmediği anlamına gelir. Anim1
- **Faz dengesi:** Eğer bir sistemde iki faz bulunup, her fazın kütlesi bir denge düzeyine eriştiğinde orada kalıyorsa ANİM ANİM2
- **Kimyasal denge:** sistemin kimyasal bileşiminin zamanla değişmemesi, başka bir deyişle sistemde kimyasal reaksiyon olmaması anlamına gelir. ANİM1 ANİM2

Hal Önermesi

- Sistemin halini belirlemek için gerekli özelliklerin sayısı *hal önermesi* ile bulunabilir.
- *Basit sıkıştırılabilir bir sistemin hali, iki bağımsız yeğin (intensif) özeliği ile tanımlanabilir.*
- **Basit sıkıştırılabilir sistem:** Elektrik, manyetik, yerçekimi, hareket ve yüzey gerilmesi gibi olguların etkisi altında olmayan sisteme denir.

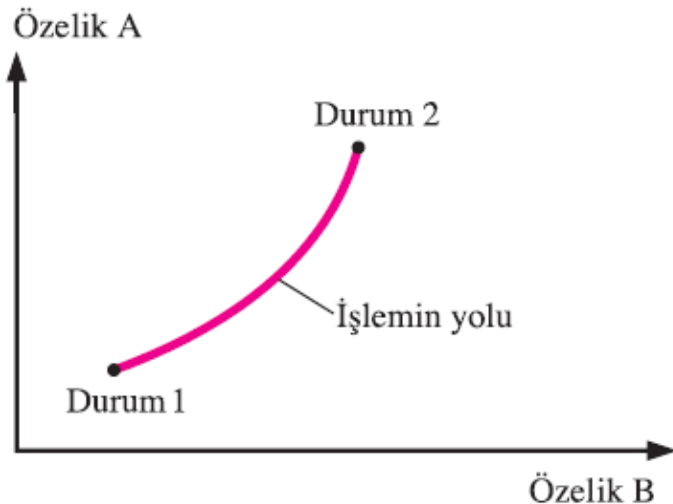


Azotun hali, iki bağımsız yeğin özellik tarafından belirlenmiştir.

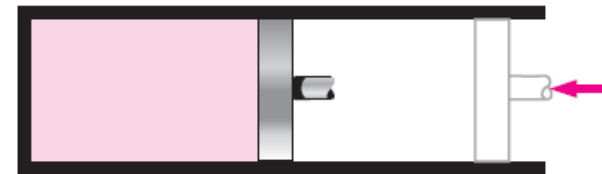
HAL DEĞİŞİMLERİ VE ÇEVİRİMLER

Hal değişimi: Sistemin bir denge halinden diğer bir denge haline geçişi [Anim1](#)

- **Yol:** Bir hal değişimi sırasında sistemin geçtiği hallerden oluşan diziye de **hal değişiminin yolu** denir. Bir hal değişimini tümüyle tanımlayabilmek için, sistemin ilk ve son halleri ile hal değişimi sırasında izlediği yolu ve çevreyle etkileşimlerini belirlemek gerekir.
- **Sanki-statik veya sanki dengeli süreci:** Bir hal değişimi sırasında sistem her an denge haline son derece yakın kalıyorsa, **sanki statik** veya **sanki dengeli** olarak tanımlanır.



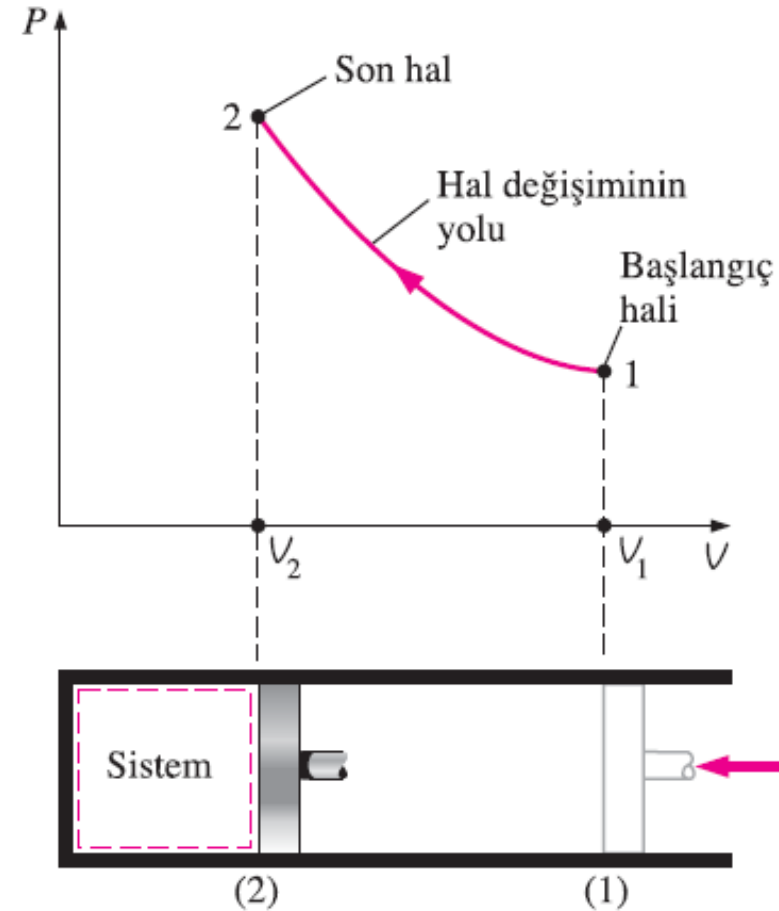
(a) Yavaş sıkıştırma
(sanki-dengeli)



(b) Çok hızlı sıkıştırma
(Dengeli değil)

- Koordinat olarak, alınan termodinamik özellikleri kullanarak çizilen hal değişimi diyagramları, hal değişimlerinin akılda canlandırılması açısından çok kullanışlıdır.
- Koordinat olarak kullanılan bazı bilinen özellikler sıcaklık T , basınç P ve hacim V (veya özgül hacim v) olarak sıralanabilir.
- Bazı hal değişimlerinde özelliklerden biri sabit kalabilir ve **izo-** öneki hal değişimi ile birlikte kullanılır.

[Anim1](#)



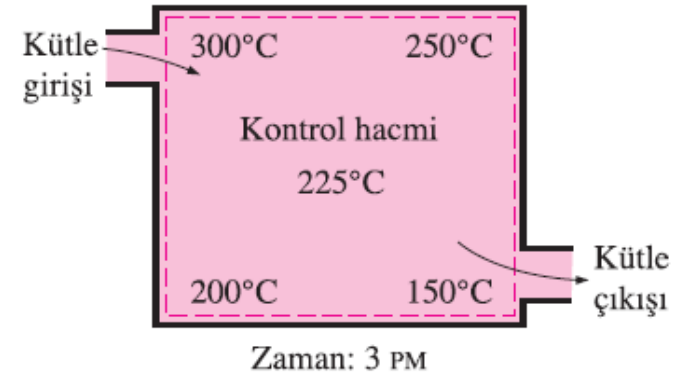
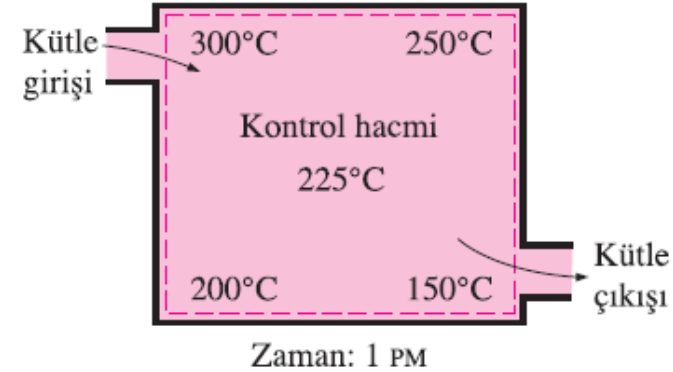
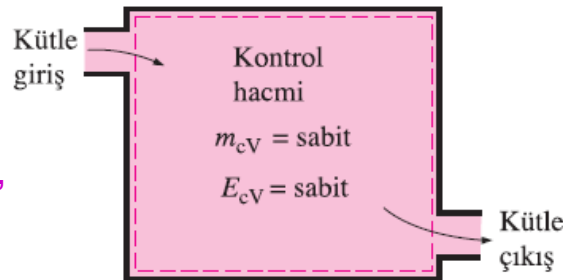
Sıkıştırma işleminin P-V diyagramı.

- **İzotermal hal değişimi:** Bir hal değişimi sırasında T sıcaklığı sabit kalır.
- **İzobarik hal değişimi:** Bir hal değişimi sırasında P basıncı sabit kalır.
- **izokorik (veya izometrik) hal değişimi :** Bir hal değişimi sırasında özgül hacminin sabit kalır.
- **Çevrim:** Bir sistemin geçirdiği bir dizi hal değişimi sonunda yeniden ilk haline dönmesine denir.

Sürekli Akış Hal Değişimleri

- **Sürekli terimi** zamana bağlı değişim göstermeyen anlamını içermektedir. Sürekli kelime olarak tersi süreksiz veya kararsız olmaktadır.
- Çok sayıda mühendislik aygıtı uzun süreler boyunca aynı koşullarda çalışırlar ve sürekli akış makineleri olarak sınıflandırılırlar.
- **Sürekli akış hal değişimi:** Akışkanın bir kontrol hacmi içinden sürekli olarak aktığı hal değişimi olarak tanımlanabilir.
- Aralıksız çalışma amacı ile kullanılacak **türbin, pompa, kazan, yoğunlaştırıcı, ısı değiştirici** gibi cihazlar ile **soğutma ve elektrik santrali** gibi sistemlerde sürekli akış koşullarına oldukça yaklaşılr.

Sürekli akış işleminde, akışkan özellikleri kontrol hacmi içinde konumdan konuma değişebilir, fakat zamanla değişmez.

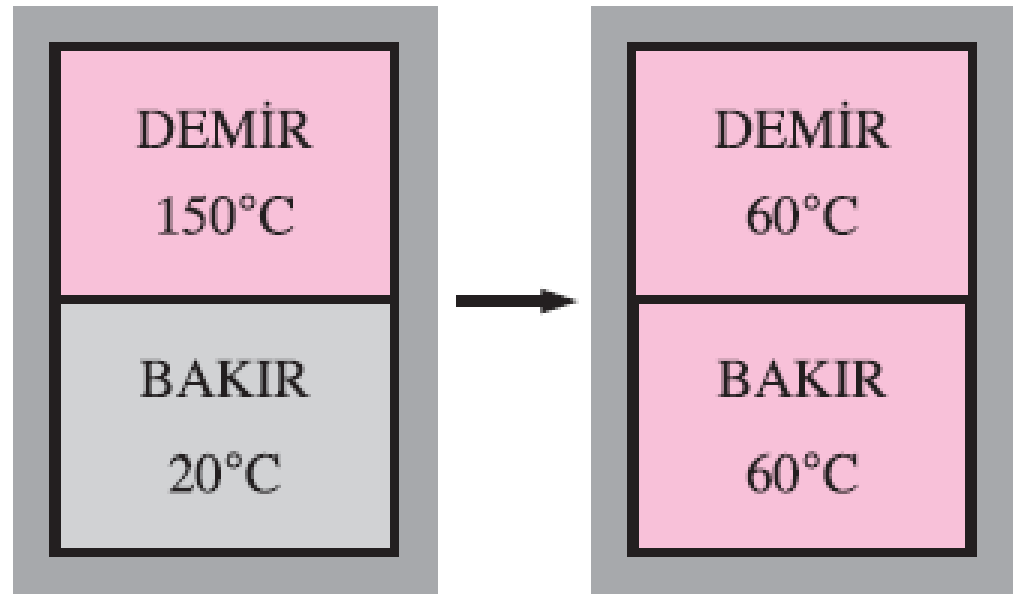


Sabit akış altında, kontrol hacmi içindeki kütle ve enerji sabit kalır.

SICAKLIK VE TERMODİNAMİĞİN SIFIRINCI YASASI

- **Termodinamiğin sıfırinci yasası** : İki ayrı cismin bir üçüncü cisimle ısı dengede olması durumunda, bu iki cismin birbirleri ile de ısı dengede olduklarını belirtir. [Anim1](#)
- Üçüncü cisim bir termometre ile yer değiştirirse, sıfırinci yasa şu şekilde yazılabilir: **her ikisi de aynı sıcaklık değerine sahip iki cisim birbirleriyle temas etmeseler bile ısı dengededirler.**

İzole bir çevrede, temas halinde bulunan iki cisim termik dengeye ulaşırlar.



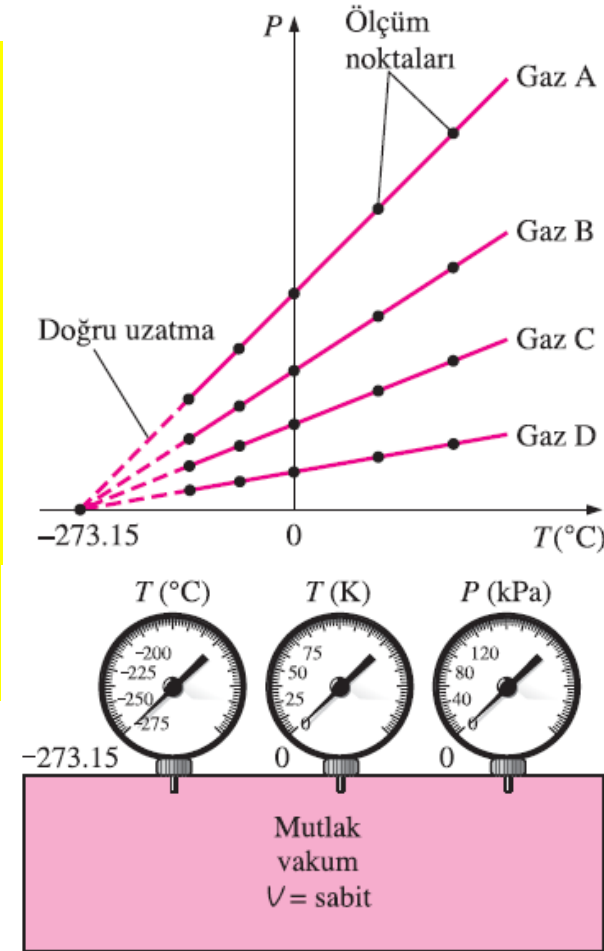
Sıcaklık Ölçekleri

- Tüm sıcaklık ölçekleri *suyun donma* ve *kaynama* noktaları gibi, kolayca elde edilebilir hallere dayanır.
- **Buz noktası:** Bir atmosfer basıncındaki buharla doymuş hava ile su-buz karışımının denge halinde bulunduğu noktadır.
- **Buhar noktası:** Bir atmosfer basıncındaki su buharı (hava olmaksızın) ile sıvı halindeki su karışımının dengede olduğu noktadır.

Sıcaklık Ölçekleri

- **Termodinamik sıcaklık ölçeği:** Herhangi bir madde veya maddelerin özelliklerinden bağımsız bir sıcaklık ölçeğine denir. Anime 1
- **Celcius ölçeği:** SI birim sisteminde
- **Fahrenheit ölçeği:** İngiliz birim sisteminde
- **Kelvin ölçeği** (SI)
- **Rankine ölçeği** (E)
- **İdeal gaz sıcaklık ölçeği:** Bu ölçekte sıcaklıklar **sabit hacimli gaz termometresi** ile ölçülür. Kelvin ölçeği ile hemen hemen aynı olacak şekilde oluşturulmuştur.

Farklı fakat düşük basınçlarda dört ayrı gaz kullanan sabit hacimli gaz termometresi ile elde edilen deneysel ölçümlerin P - V eğrileri.



Sabit hacim gaz termometresi mutlak sıfır basıncıta 273.15 $^{\circ}\text{C}$ değerini gösterir.

Sıcaklık Ölçekleri

$$T(K) = T(^{\circ}C) + 273.15$$

$$T(R) = T(^{\circ}F) + 459.67$$

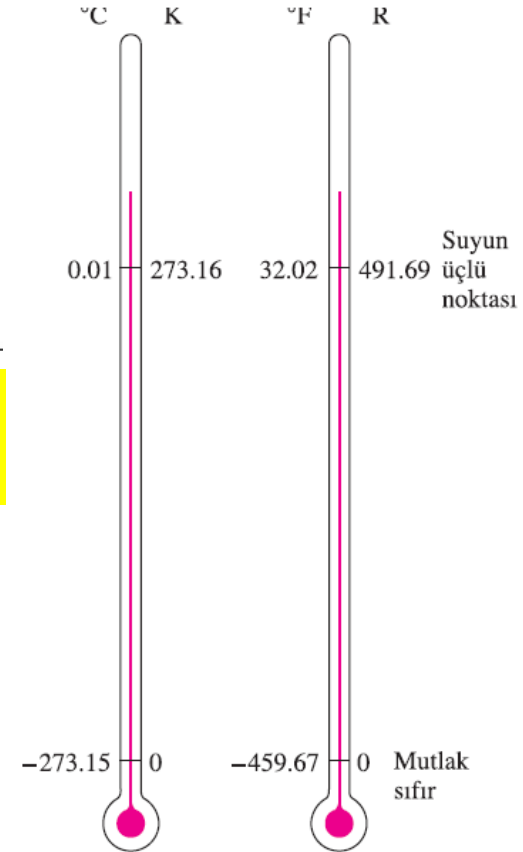
$$T(R) = 1.8T(K)$$

$$T(^{\circ}F) = 1.8T(^{\circ}C) + 32$$

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

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

- Orijinal Kelvin ölçeğinde referans noktası **buz noktasıydı** ve bu nokta suyun donma (veya buzun erime) sıcaklığı 273.15 K 'di.
- Referans noktası olarak **suyun üçlü noktasının** sıcaklığının 273.16 K olması tayin edilmiştir.



Değişik sıcaklık birimlerinin
Büyüklik açısından
karşılaştırılması

BASINÇ

Basınç (Pressure): Akışkanın birim alana uyguladığı kuvvet.

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

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

$$1 \text{ atm} = 101,325 \text{ Pa} = 101.325 \text{ kPa} = 1.01325 \text{ bars}$$

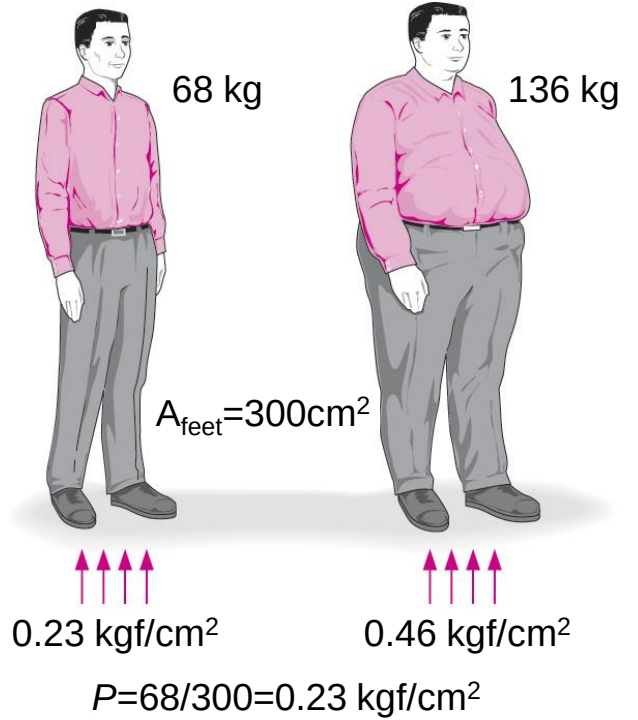
$$1 \text{ kgf/cm}^2 = 9.807 \text{ N/cm}^2 = 9.807 \times 10^4 \text{ N/m}^2 = 9.807 \times 10^4 \text{ Pa}$$

$$= 0.9807 \text{ bar}$$

$$= 0.9679 \text{ atm}$$



Bazı etkin
basınç
ölçüm
cihazları.

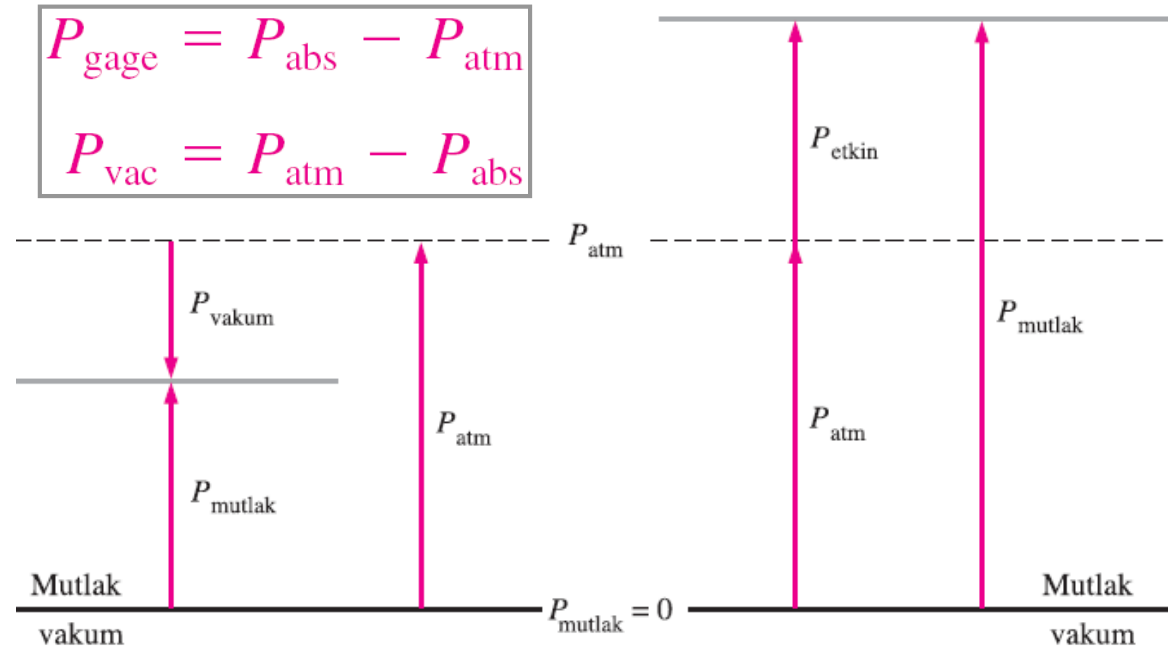


Kilolu birinin ayakları üzerindeki normal gerilme (ya da "basınç") zayıf birininkinden çok daha fazladır.

BASINÇ

- **Mutlak basınç:** Verilen bir konumdaki gerçek basınca mutlak basınç denir ve mutlak vakuma (yani mutlak sıfır basınca) göre ölçülür.
- **Etkin basınç:** Mutlak basınçla yerel atmosferik basınç arasındaki farktır. Bununla birlikte çoğu basınç ölçme cihazları atmosferde sıfıra kalibre edilir. Dolayısıyla bu cihazlar mutlak basınç ile yerel atmosferik basınç arasındaki farkı gösterir. Bu fark, etkin basınçtır.
- **Vakum basıncı:** Atmosferik basıncın altındaki basınçlara denir.

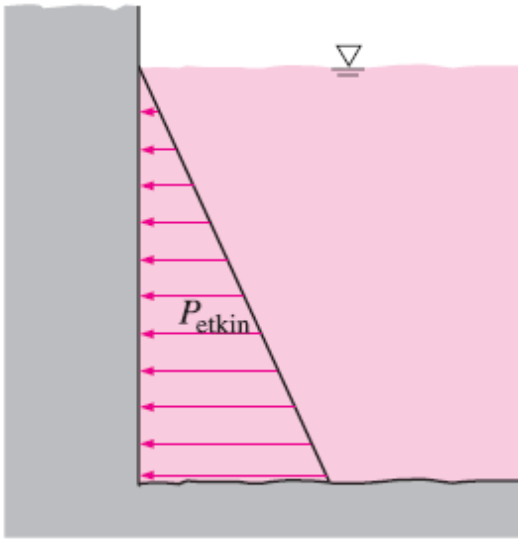
Bu sunuda, aksi belirtilmedikçe ***P*** **mutlak basıncı** göstermek için kullanılacaktır.



Basıncın Derinlikle Değişimi

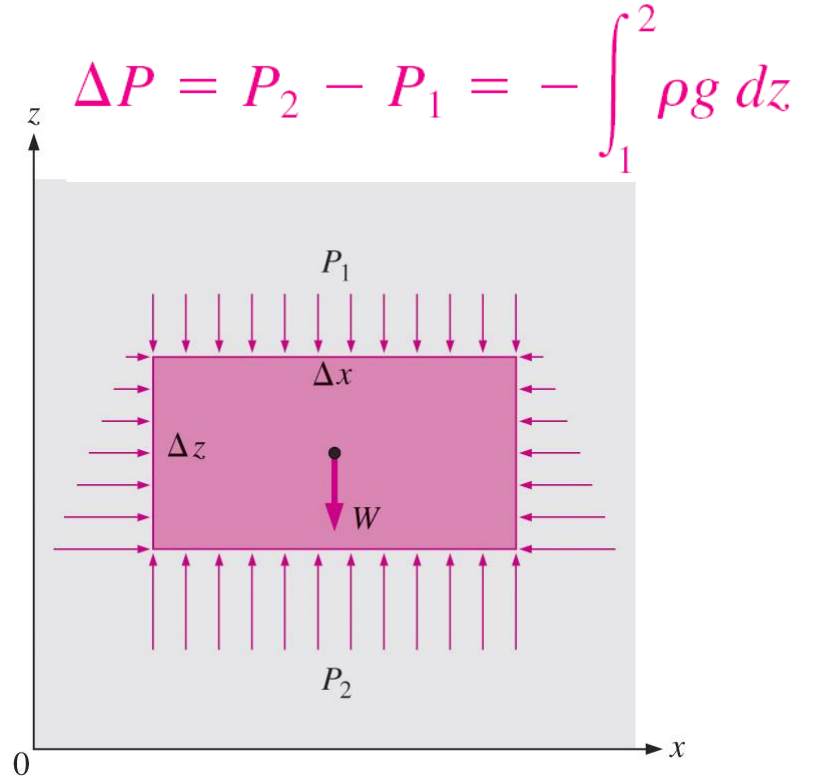
$$\Delta P = P_2 - P_1 = \rho g \Delta z = \gamma_s \Delta z$$

$$P = P_{\text{atm}} + \rho g h \quad \text{or} \quad P_{\text{gage}} = \rho g h$$



Durgun haldeki bir akışkanın basıncı, toplanan ağırlığının bir sonucu olarak derinlikle artar.

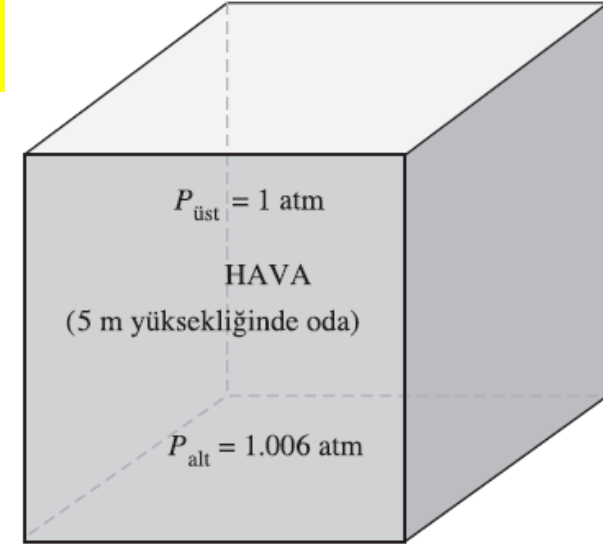
Yoğunluğun yükseklikle değişimi bilindiğinde:



Dengede bulunan dikdörtgen bir akışkan elemanının serbest cisim diyagramı.

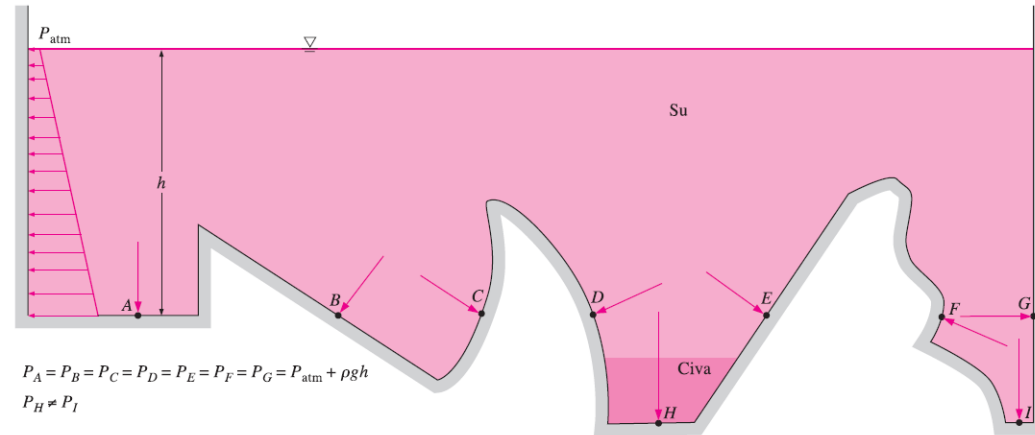
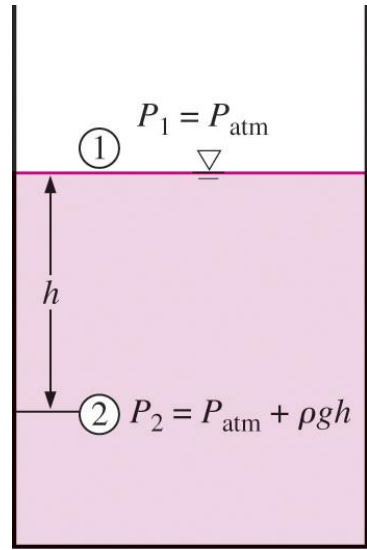
Basıncın Derinlikle Değişimi

Herhangi bir gaz ile dolu odada basıncın yükseklikle değişimi ihmal edilebilir.



Durgun bir akışkan içerisindeki basınç, serbest yüzeyden itibaren derinlik ile doğru orantılı olarak artar.

Noktalar birbirleriyle aynı akışkan aracılığıyla irtibatlı olmak koşuluyla, bir akışkan içerisinde yatay bir düzlemde tüm noktalardaki basınçlar geometriden bağımsız olarak aynıdır.

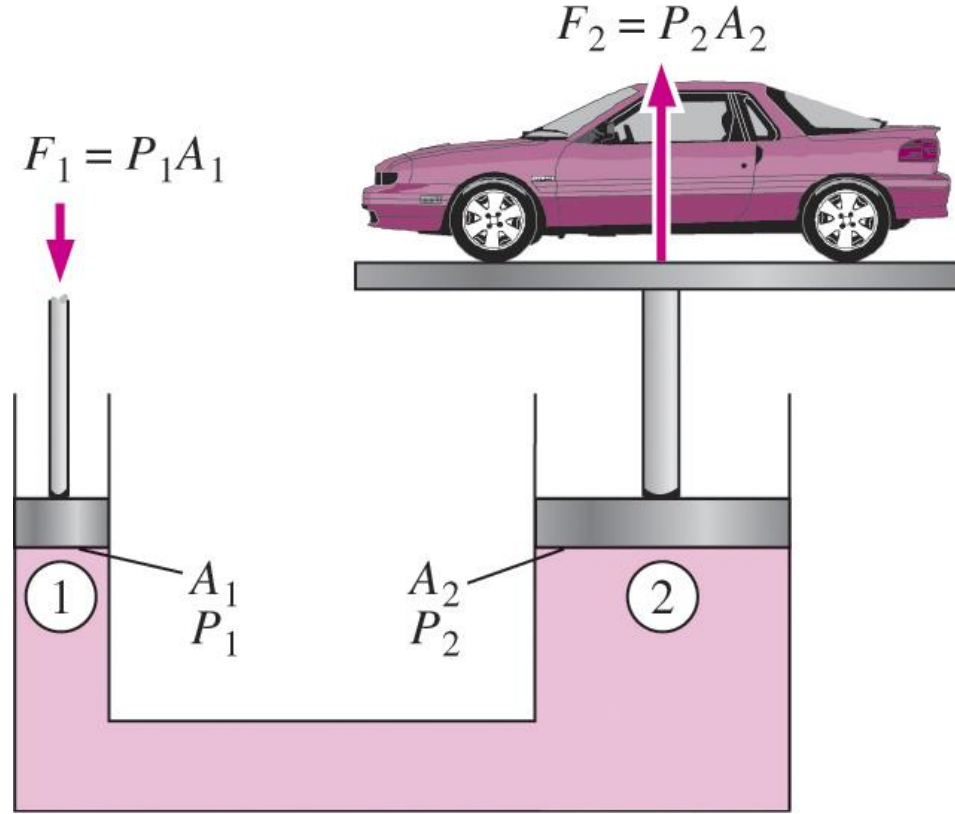


Basıncın Derinlikle Değişimi

Pascal yasası: Kapalı durumdaki bir akışkana uygulanan basıncın, akışkan içerisindeki basıncı her yerde aynı miktarda arttırmasıdır. Veya kapalı bir kap içerisindeki basınç, kapalı kabın her yerinde aynı değerdedir.

$$P_1 = P_2 \quad \rightarrow \quad \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad \rightarrow \quad \frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1}$$

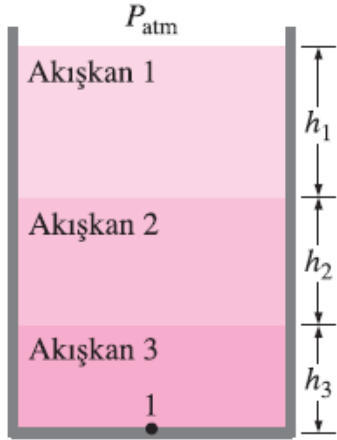
A_2/A_1 oranı, hidrolik kaldırıcın *ideal mekanik faydası* olarak adlandırılır.



Büyük bir ağırlığın, Pascal yasası uygulanarak küçük bir kuvvetle kaldırılması.

Manometre

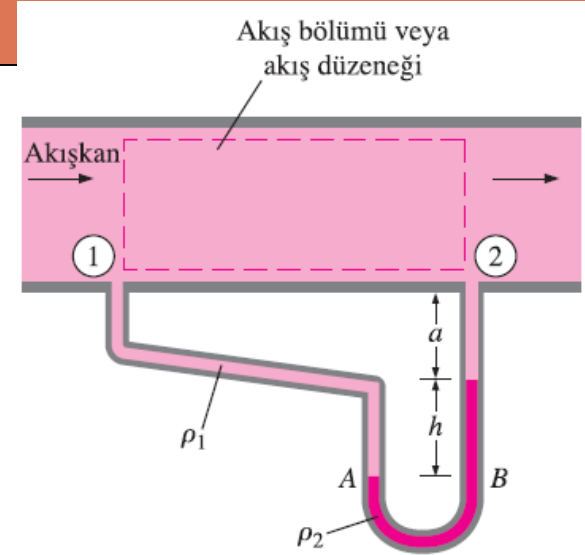
Manometreler, küçük ve orta ölçekteki basınç farklarını ölçmede yaygın olarak kullanılmaktadır. Bir manometre temelde; civa, su, alkol veya yağ gibi içerisinde bir veya daha fazla akışkan bulunan cam ya da plastik bir U borusundan oluşur.



Bir akış bölümü veya akış düzeneği boyunca gerçekleşen basınç düşüşünün diferansiyel manometre ile ölçülmesi.

$$P_{atm} + \rho_1 g h_1 + \rho_2 g h_2 + \rho_3 g h_3 = P_1$$

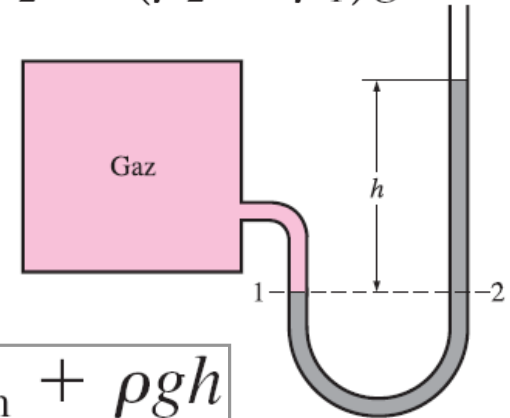
Üst üste akışkan tabakalarında, $[\rho]$ yoğunluğuna sahip $[h]$ yüksekliğindeki bir akışkan tabakasının bir ucundan diğer ucuna basınç değişimi $[\rho \cdot g \cdot h]$ 'dır.



$$P_1 + \rho_1 g (a + h) - \rho_2 g h - \rho_1 g a = P_2$$

$$P_1 - P_2 = (\rho_2 - \rho_1) g h$$

Basit manometre.

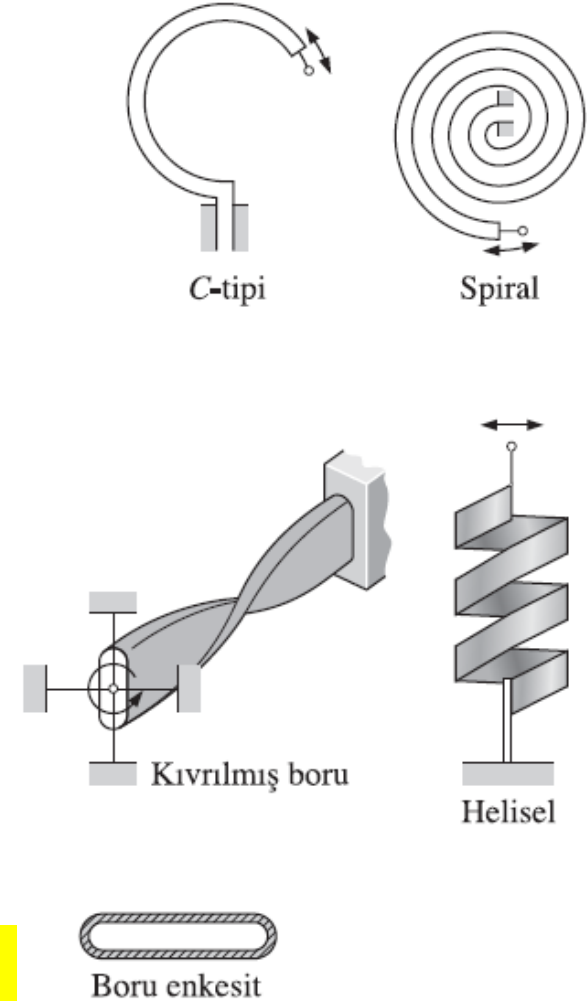


$$P_2 = P_{atm} + \rho g h$$

Diğer Basınç Ölçme Cihazları

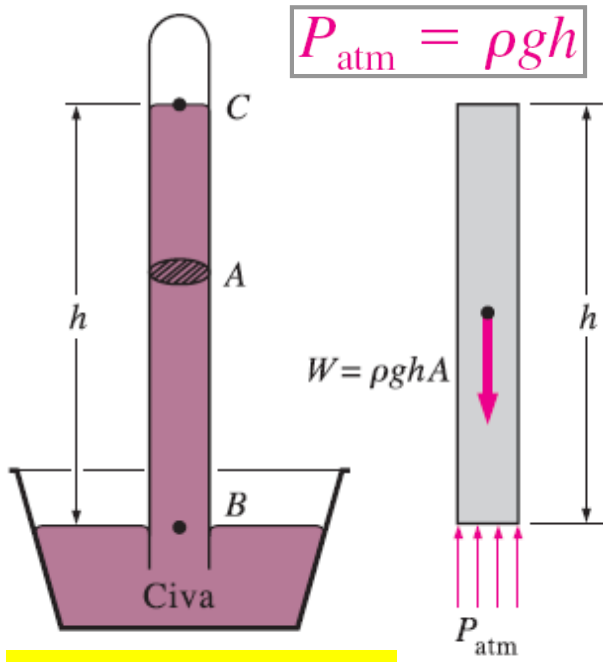
- **Bourdon borusu:** Bu cihaz, ucu kapalı ve bir kadran gösterge iğnesine bağlı bulunan kanca şeklinde bükülmüş bir metal boru halkasından oluşur.
- **Basınç dönüştürücüler:** Basınç etkisini gerilim, direnç veya sığadaki (kapasitans) bir değişim şeklinde elektriksel etkiye dönüştürmek için çeşitli teknikler kullanır.
- Basınç dönüştürücüler küçük ve hızlıdır. Buna ek olarak mekanik olanlara kıyasla daha duyarlı, daha güvenilir ve daha hassas olabilirler.
- **Etkin basınç dönüştürücüleri:** Basınç algılama diyaframının arka yüzünü atmosfere açık tutarak atmosferik basıncı bir referans olarak kullanır.
- **Piyezoelektrik dönüştürücüler:** Katı-hal basınç dönüştürücüler olarak da adlandırılırlar. Mekanik basınca maruz kaldığında kristal bir madde içerisinde elektriksel potansiyel meydana gelmesi ilkesine göre çalışır.

Basınç ölçmede kullanılan değişik tiplerdeki Bourdon boruları.



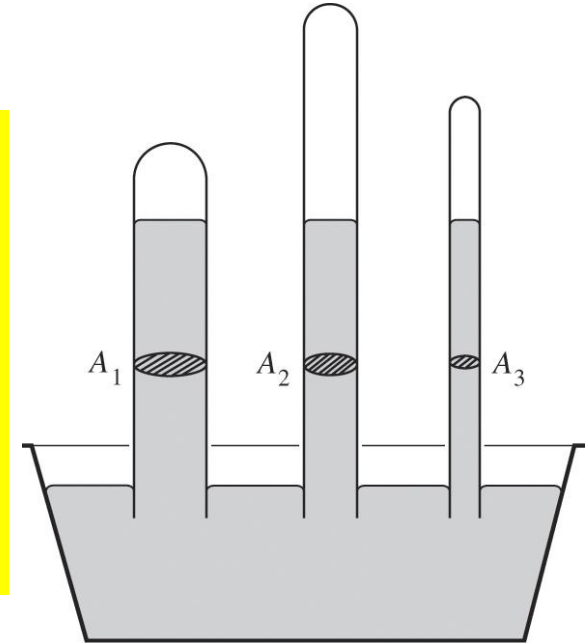
BAROMETRE VE ATMOSFERİK BASINÇ

- Atmosferik basınç *barometre* denen bir cihazla ölçülür ve bu yüzden atmosferik basınç için genellikle *barometrik basınç* deyimi kullanılır.
- Sıkça kullanılan bir başka basınç birimi de, standart yerçekimi ivmesi ($g = 9.807 \text{ m/s}^2$) altında, 0°C 'deki 760 mm civa sütununun ($\rho_{\text{Hg}} = 13,595 \text{ kg/dm}^3$) tabanına yaptığı basınç olan *standart atmosferik* basınçtır.



Basit barometre.

Yüzey gerilimi (kılcalılık) etkilerine yol açmayacak kadar büyük olması kaydıyla boru çapının, boru uzunluğunun veya en-kesitinin borudaki akışkan sütunu yüksekliğine etkisi yoktur.



PROBLEM ÇÖZME TEKNİĞİ

- Adım 1: Problemin ifade Edilmesi
- Adım 2: Şematik
- Adım 3: Kabuller ve yaklaşımlar
- Adım 4: Fiziksel yasalar
- Adım 5: Özellikler
- Adım 6: Hesaplamalar
- Adım 7: Sorgulama, doğrulama ve irdeleme

Mühendislik Denklem Çözücüsü (EES): EES, doğrusal ya da doğrusal olmayan cebirsel veya diferansiyel denklemleri sayısal yöntemlerle çözen bir bilgisayar programıdır. Bu yazılımda, matematiksel fonksiyonların yanı sıra termodinamik özellik fonksiyonları da yüklü olup kullanıcının ilave özellik verileri girmesine olanak sağlamaktadır. Bazı yazılım paketlerinin aksine, EES mühendislik problemlerini çözmez, sadece kullanıcının verdiği denklemleri çözer.

- Termodinamik ve enerji
 - Termodinamiğin uygulama alanları
- Boyutlar ve birimlerin önemi
 - Bazı SI ve İngiliz birimleri, boyutların türdeşliği, teknik dönüşüm oranları.
- Sistemler ve kontrol hacimleri
- Sistemin özellikleri
- Yoğunluk ve özgül ağırlık
- Hal ve denge
 - Hal önermesi
- Hal değişimleri ve çevrimler
 - Sürekli akış hal değişimleri
- Sıcaklık ve termodinamiğin sıfırıncı yasası
 - Sıcaklık ölçekleri
- Basınç
 - Basıncın derinlikle değişimi
- Manometre ve atmosferik basınç
- Problem çözme teknikleri

Bölüm 2

ENERJİ DÖNÜŞÜMLERİ VE GENEL ENERJİ ÇÖZÜMLEMESİ

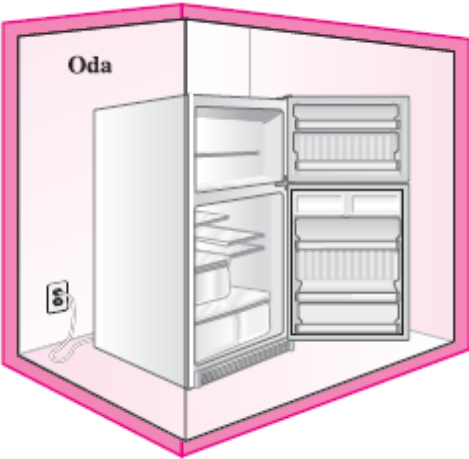
<http://public.cumhuriyet.edu.tr/alipinarbasi/>

Amaçlar

- Enerji kavramının ve değişik biçimlerinin tanımlanması
- İç enerjinin tanımlanması
- Isı kavramının ve ısı yoluyla enerji geçişinin tanımlanması
- Üç farklı ısı geçişinin gerçekleşme yolunun tanımlanması: iletim, taşınım ve ışıma
- İş kavramının ve elektrik işi ile beraber mekanik iş biçimlerinin tanımlanması
- Termodinamiğin birinci yasası, enerji dengeleri ve bir sisteme veya bir sistemden enerji geçişinin gerçekleşme yollarının tanımlanması
- Kontrol yüzeyinden ısı ve iş biçimindeki enerji geçişine ek olarak, kontrol hacminde kontrol yüzeyini geçen akışkanın taşıdığı enerjinin belirlenmesi
- Enerji dönüşüm verimlerinin tanımlanması.
- Çevrede enerji dönüşümünün anlamının ele alınması.

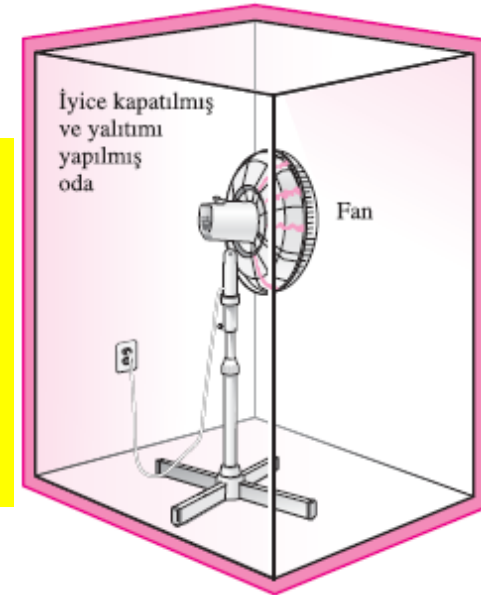
GİRİŞ

- İçindeki hava ve buzdolabı ile tüm oda sistem olarak ele alınırsa; sistem sınırlarını geçerek odaya giren elektrik enerjisi etkileşimi vardır. Odanın her yeri kapalı ve iyi yalıtılmış olduğundan adyabatik kapalı sistemdir. Enerjinin korunum ilkesine göre odada artış gösteren enerji, buzdolabı tarafından kullanılan ve kolayca bir elektrik sayacı tarafından ölçülebilecek olan elektrik enerjisine eşittir.
- Buzdolabı veya motoru bu enerjiyi depolamaz. Bunun için bu enerji odadaki havaya verilmiş olmalıdır ve kendini odadaki sıcaklık artışı ile gösterir.



İyice kapatılmış ve yalıtılmış bir odada kapısı açık bir buzdolabının çalıştırılması

İyice kapatılmış ve yalıtılmış bir odada çalıştırılan bir fan odadaki havanın sıcaklığını arttıracaktır.



ENERJİNİN BİÇİMLERİ

- Enerji ısı, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, manyetik, kimyasal, nükleer gibi değişik biçimler alabilir. Bunların tümünün toplamı, sistemin **toplam enerjisini (E)** oluşturur.
- Termodinamik sadece, mühendislik açısından önem taşıyan bir husus olan **toplam** enerjideki değişimlerle ilgilenir.
- **Enerjinin makroskobik formu:** sistemin tümünün bir dış referans noktasına göre sahip olduğu enerjidir, kinetik ve potansiyel enerji gibi
- **Enerjinin mikroskobik formu :** sistemin moleküler yapısı ve moleküler hareketliliğiyle ilgilidir ve dış referans noktalarından bağımsızdır.
- **İç enerji, U :** Mikroskopik enerjilerin tümünün toplamı

Kinetik enerji, KE : Sistemin, bir referans noktasına göre hareketinden dolayı sahip olduğu enerjiye denir.

[Anim1](#) [Anim2](#) [Anim3](#)

Potansiyel enerji, PE : Sistemin bir yerçekimi alanındaki yüksekliğine bağlı olarak sahip olduğu enerjiye denir.



Bir cismin makroskopik enerjisi hız ve yükseklikle değişir.

$$KE = m \frac{V^2}{2} \quad (\text{kJ})$$

Kinetik enerji

$$ke = \frac{V^2}{2} \quad (\text{kJ/kg})$$

Kinetik enerji
birim kütle için

$$PE = mgz \quad (\text{kJ})$$

Potansiyel enerji

$$pe = gz \quad (\text{kJ/kg})$$

Potansiyel enerji
birim kütle için

$$E = U + KE + PE = U + m \frac{V^2}{2} + mgz \quad (\text{kJ})$$

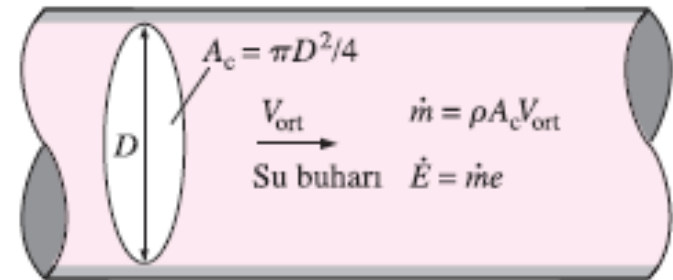
Sistemin
toplam enerjisi

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

Birim kütle için sistemin
toplam enerjisi

$$e = \frac{E}{m} \quad (\text{kJ/kg})$$

Birim kütle başına toplam
enerji (özgül enerji)



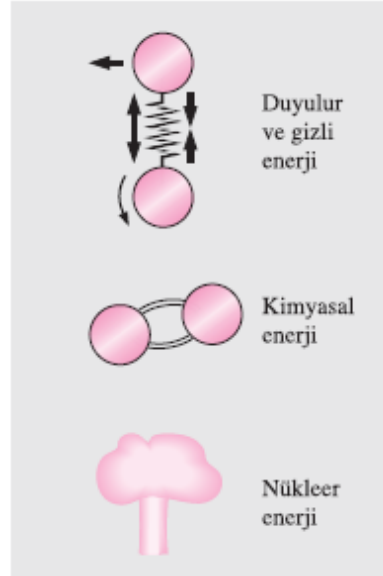
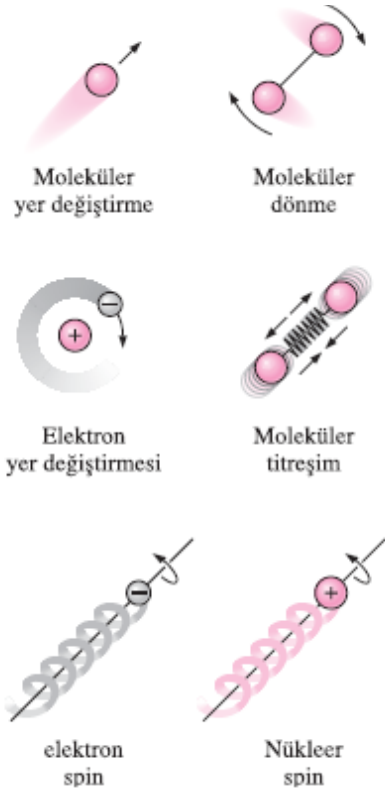
Kütlesel debi

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho A_c V_{avg} \quad (\text{kg/s})$$

Birim zamandaki enerji

$$\dot{E} = \dot{m}e \quad (\text{kJ/s or kW})$$

İç Enerji Hakkında Bazı Fiziksel Gözlemler



Bir sistemin iç enerjisi, mikroskopik enerjilerin bütün formlarının toplamıdır.

Duyulur iç enerjiyi oluşturan moleküler enerji biçimleri.

Isı = Duyulur + Gizli

İç Enerji = Duyulur + Gizli + Kimyasal + Nükleer

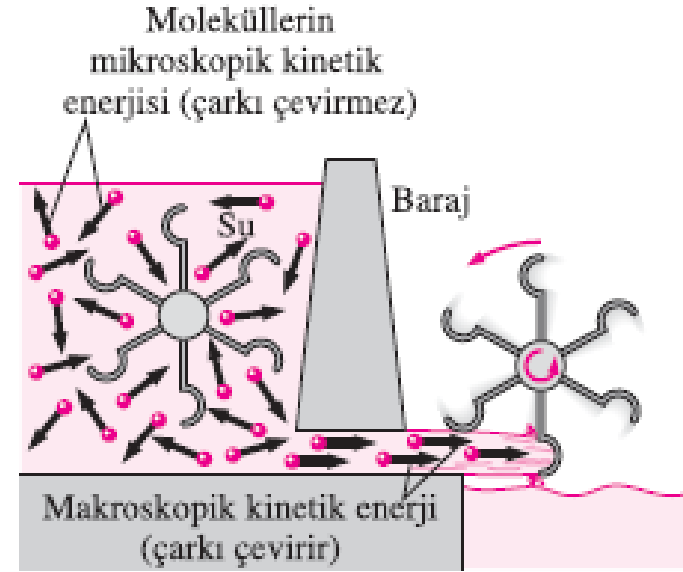
Duyulur enerji: Sistemin iç enerjisinin, moleküllerin kinetik enerjisiyle ilişkili olan bölümüne denir.

Gizli enerji: Sistemin, fazıyla ilgili bu iç enerjisine denir.

Kimyasal enerji: Bir molekülün atomları arasındaki kuvvetlerle ilgili iç enerjiye denir.

Nükleer enerji: Atom çekirdeği içindeki parçacıklar arasında var olan bağlarla ilişkili çok büyük miktarlardaki iç enerjiden de söz etmek gerekir

- 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 sınırlarım geçerken algılanır ve hal değişimi sırasında sistem tarafından kazanılan veya kaybedilen **enerjiyi** gösterir.
- Kapalı sistemle ilişkili enerji etkileşimleri sadece **ısı geçişi** ve **iş** olabilir.

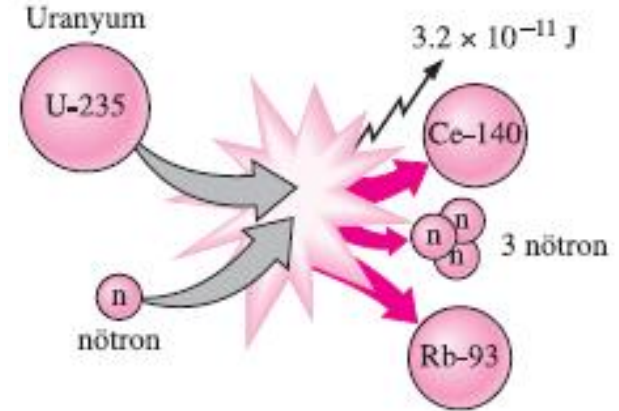


Makroskopik kinetik enerji, enerjinin organize bir biçimidir ve moleküllerin sahip olduğu dağınık biçimdeki mikroskopik kinetik enerjilerden daha faydalıdır.

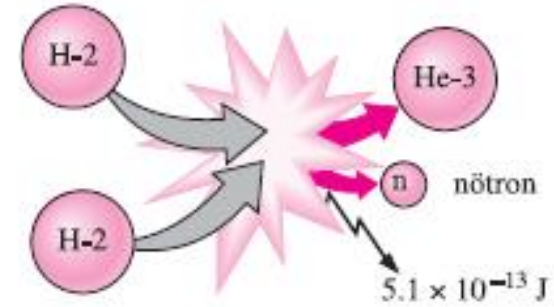
- **İş ve Isı transferi arasındaki fark:** Enerji etkileşimi eğer sıcaklık farkından dolayı oluşuyorsa Isı transferi, yoksa iş'tir.

Nükleer Enerji

- En çok bilinen fisyon reaksiyonu, nükleer güç santrallerinde (2000 yılında,dünya genelinde bulunan 433 santralle 349000 MW elektrik üretimi gerçekleştirilmiştir) elektrik üretmek, denizaltıları çalıştırmak, hava taşımacılığında, nükleer silah üretiminde ve hatta uzay araçlarında yaygın olarak kullanılan uranyum atomunun (U-235 izotop) diğer elementlere bölünmesidir.
- İki küçük çekirdeğin füzyon ile daha büyük bir tanesi için birleşmesi sırasında nükleer enerji ortaya çıkar.
- KontROLSÜZ füzyon reaksiyonu ilk olarak 1950 yılının başlarında gerçekleştirilmiştir. Ancak o zamandan beri güçlü lazerler, etkili manyetik alanlar ve elektrik akımları ile füzyon reaksiyonlarının kontrol edilmesi başarısızlıkla sonuçlanmıştır.



(a) Uranyum fisyonu

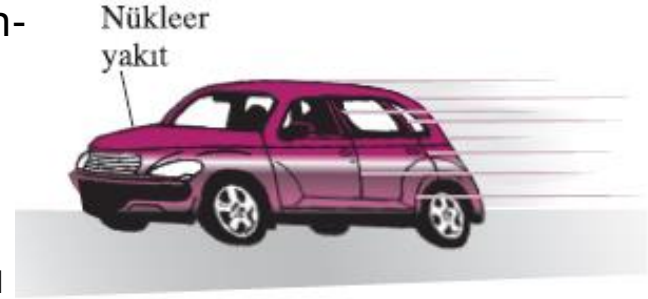


(b) Hidrojen füzyonu

Uranyum fisyonu ve hidrojen füzyonu ve açığa çıkan nükleer enerji.

ÖRNEK 2-1 Nükleer Yakıt İle Çalıştırılan Bir Araç

Orta büyüklükteki bir araç günde yaklaşık olarak 5 L benzin harcar ve aracın yakıt deposu 50 L benzin almaktadır. Bu nedenle araç deposunun her 10 günde benzin ile doldurulması gerekmektedir. Ayrıca benzinin yoğunluğu 0.68 ile 0.78 kg/L arasında değişmekte ve alt ısıtma değeri 44 000 kJ/kg (1 kg benzinin tamamen yanması ile açığa çıkan ısı 44 000 kJ) civarındadır. Radyasyon ve nükleer atıklarla ilgili tüm problemlerin çözüldüğü



varsayılarak aracın U-235 ile çalıştırıldığı düşünölsün. Yeni araca 0.1 kg U-235 nükleer yakıtı konulursa, bu araca tekrar yakıt yüklemesinin gerekli olup olmadığını hesaplayınız.

Araç tarafından günlük yakılan benzinin kütlesi;

$$m_{\text{benzin}} = (\rho \times V)_{\text{benzin}} = 0.75(\text{kg/L}) \times 5 (\text{L/gün}) \rightarrow m_{\text{benzin}} = 3.75 [\text{kg/gün}]$$

Benzinin ısıtma değeri 44 000 kJ/kg olduğuna göre, araca verilen günlük enerji;

$$E = m_{\text{benzin}} \times \text{Isıtma değeri} = 3.75 (\text{kg/gün}) \times 44000 (\text{kJ/kg}) \rightarrow E_{\text{benzin}} = 165\,000 \text{ kJ/gün}$$

olarak bulunur. Fisyon reaksiyonunda (0.1 kg U-235)

$$E_{\text{fisyon}} = 6.73 \times 10^{10} (\text{kJ/kg}) \times 0.1 (\text{kg}) \rightarrow E_{\text{fisyon}} = 6.73 \times 10^9 \text{ kJ} \text{ ısı verir.}$$

Aracın bu enerjiyi tüketme süresi (gün olarak):

$$\text{Gün sayısı} = \frac{\text{Yakıtın enerji içeriği}}{\text{Günlük enerji tüketimi}} = \frac{6.733 \times 10^9 (\text{kJ})}{165\,000 (\text{kJ/gün})} = 40\,790 \text{ gün}$$

Mekanik Enerji

Mekanik enerji: İdeal türbin gibi mekanik bir cihazla, doğrudan ve tamamen mekanik işe dönüşebilen enerji biçimi olarak tanımlanır. [Anim1](#) [Anim2](#)

Kinetik ve potansiyel enerji: Mekanik enerjinin bilinen formlarıdır.

$$e_{\text{mech}} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz$$

Akış halindeki bir akışkanın mekanik enerjisi birim kütlede

$$\dot{E}_{\text{mech}} = \dot{m}e_{\text{mech}} = \dot{m} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)$$

Akış halindeki bir akışkanın mekanik enerjisi

Sıkıştırılamaz (r sabit) akışkanlarda mekanik enerji değişimi birim kütlede

$$\Delta e_{\text{mech}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (\text{kJ/kg})$$

Sıkıştırılamaz (r sabit) akışkanlarda mekanik enerji değişimi

$$\Delta \dot{E}_{\text{mech}} = \dot{m} \Delta e_{\text{mech}} = \dot{m} \left(\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right) \quad (\text{kW})$$

ÖRNEK 2-2 Rüzgar Enerjisi

Esinti hızı sürekli olarak 8.5 m/s olan bir bölge rüzgar çiftliği olarak düşünülmektedir. (a) Birim kütledeki, (b) 10 kg kütle için, (c) Hava kütle debisi 1154 kg/s olduğunda rüzgar enerjisini hesaplayınız.

ÇÖZÜM:

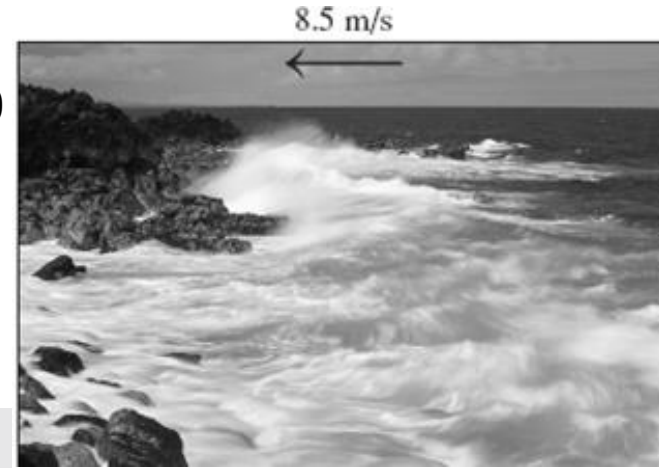
(a) Birim kütledeki rüzgar enerjisi;

$$e = k_e = \frac{V^2}{2} = \frac{(8.5 \text{ m/s})^2}{2} \left(\frac{1 \text{ J/kg}}{1 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right) = 36.1 \text{ J/kg}$$

(b) 10 kg havanın rüzgar enerjisi; $E = me = (10 \text{ kg})(36.1 \text{ J/kg}) = 361 \text{ J}$

(c) 1154 kg/s kütle debisi için rüzgar enerjisi;

$$\dot{E} = \dot{m}e = (1154 \text{ kg/s})(36.1 \text{ J/kg}) \left(\frac{1 \text{ kW}}{1000 \text{ J/s}} \right) = 41.7 \text{ kW}$$

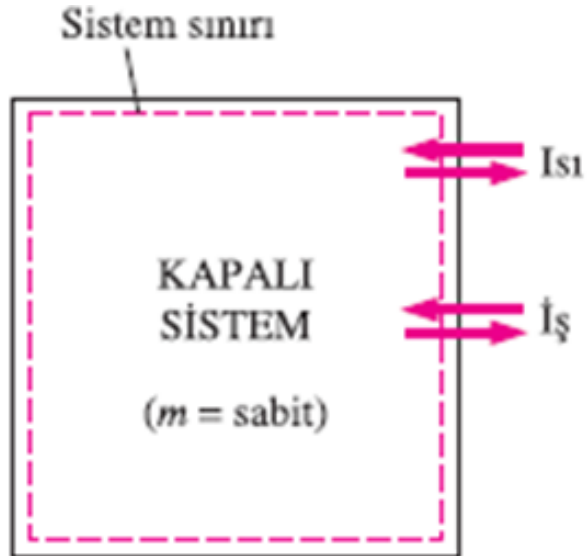


Tartışma: Verilen kütle debisinin, hava yoğunluğu 1.2 kg/m³ olarak alındığında 12 m çapındaki bir akış alanına karşılık geldiği görülebilir. Bu nedenle 12 m çapındaki bir türbin ile 41.7 kW güç üretilebilir. Gerçek türbinler, bu potansiyelin ancak üçte birini elektrik gücüne dönüştürürler.

ISI İLE ENERJİ GEÇİŞİ

Isı: iki sistem arasında (veya sistemle çevresi arasında) sıcaklık farkından dolayı gerçekleşen enerji geçişi diye tanımlanmıştır.

[Anim1](#) [Anim2](#) [Anim3](#) [Anim4](#)



Enerji, bir sistemin sınırlarından ısı veya iş olarak geçebilir.



Sıcaklık farkı ısı geçişine neden olur. Yüksek sıcaklık farkı, yüksek ısı geçişine neden olur.

ISI İLE ENERJİ GEÇİŞİ

Birim kütle için ısı transferi

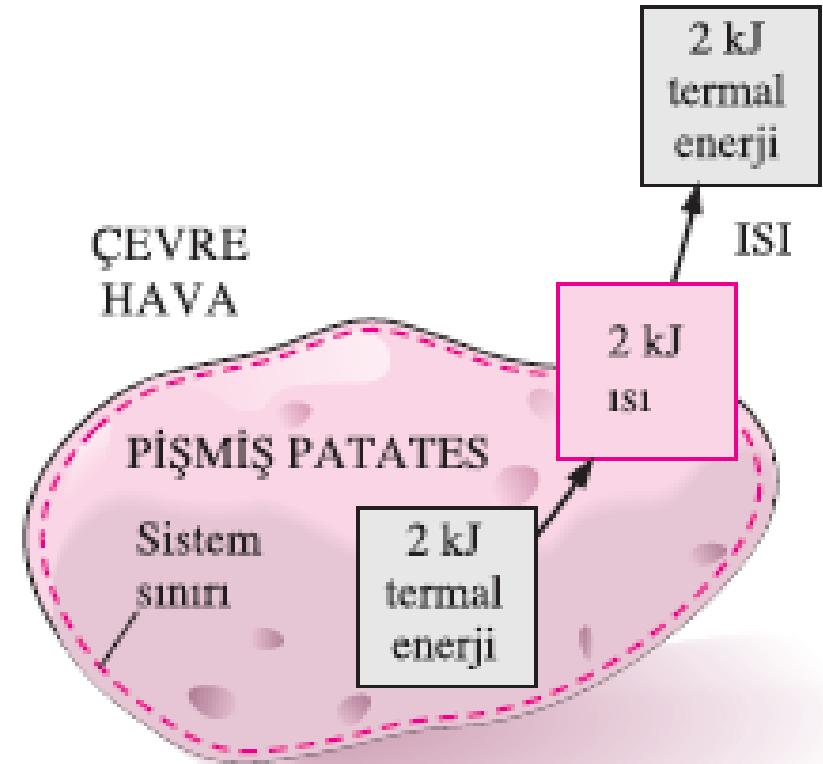
$$q = \frac{Q}{m} \quad (\text{kJ/kg})$$

Birim zamanda geçen ısıнын sabit olması durumunda ısı transfer miktarı

$$Q = \dot{Q} \Delta t \quad (\text{kJ})$$

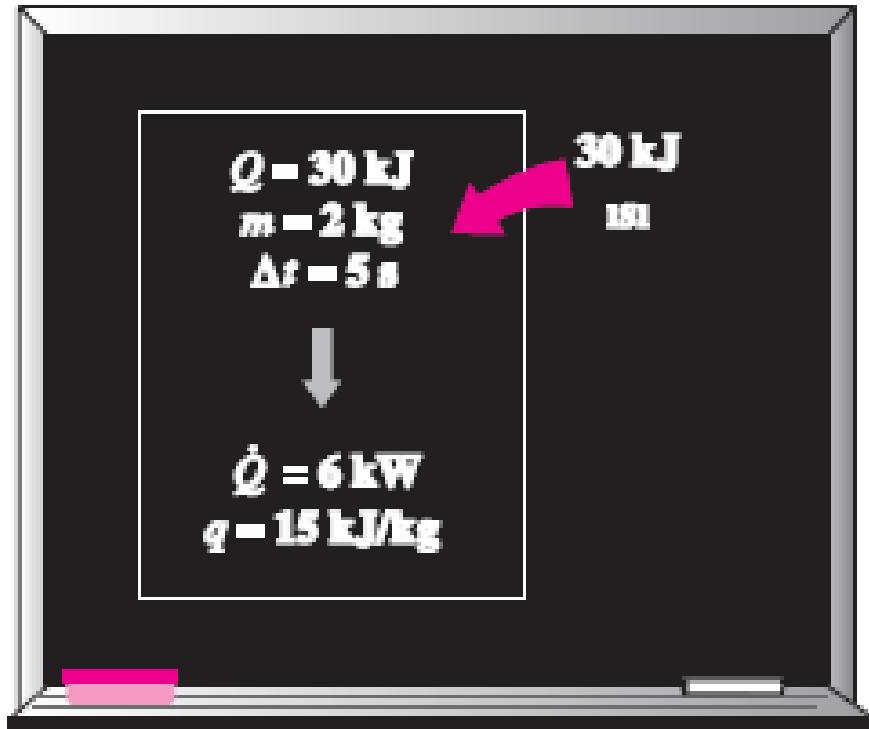
Zamanla değişen ısı Transfer oranı

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q} dt \quad (\text{kJ})$$

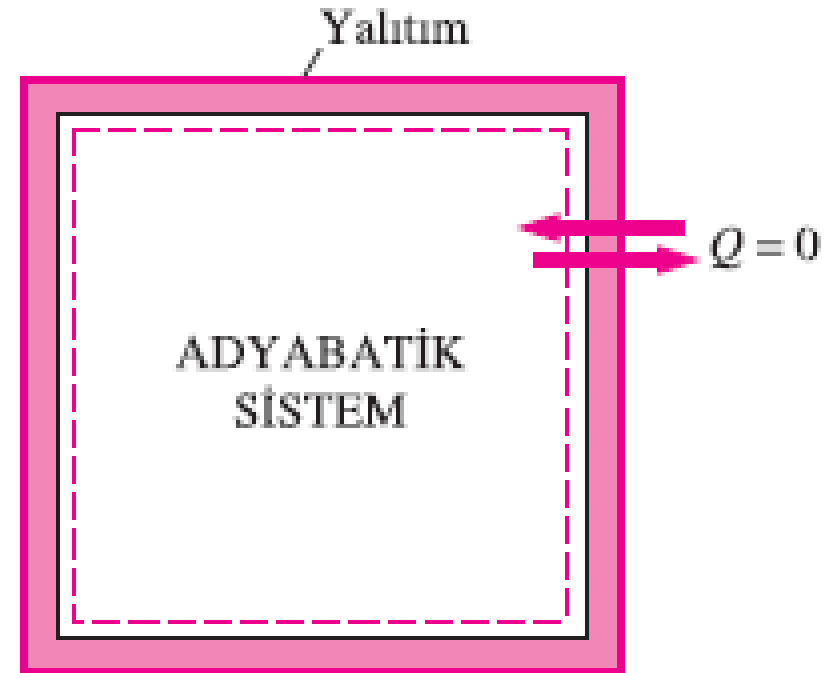


Enerji, sadece sistem sınırlarını geçerken ısı olarak tanımlanabilir.

ISI İLE ENERJİ GEÇİŞİ



Enerji, sadece sistem sınırlarını geçerken ısı olarak tanımlanabilir.



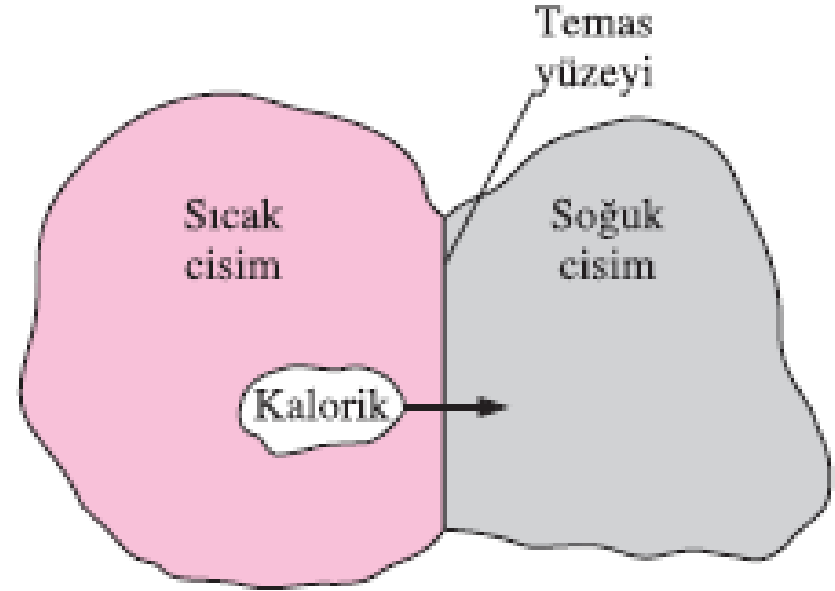
Adyabatik bir hal değişimi sırasında sistemle çevresi arasında ısı geçişi olmaz. [Anim1](#)

Tarihsel Gelişim

■ Kinetik teori: [Anim1](#)

Molekülleri, hareket eden ve kinetik enerjisi olan küçük toplar gibi ele alır.

■ **Isı:** Atomların ve moleküllerin rastgele hareketleriyle ilişkili enerjinin aktarımı diye tanımlanmıştır.



19. yüzyılın başlarında ısı, sıcak cisimlerden soğuk cisimlere akan ve **kalorik** adı verilen görünmez bir akışkan olarak bilinirdi.

Tarihsel Gelişim

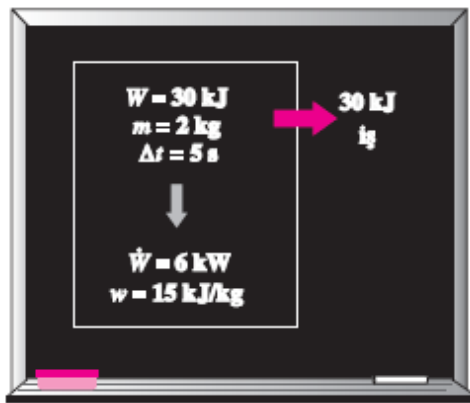
Isı transfer mekanizmaları: [Anim1](#)

- **İletim:** Bir maddenin, enerjisi daha fazla olan moleküllerinden yakındaki diğer moleküllere, moleküller arasındaki etkileşim sonucunda enerji geçiştir.
- **Taşınım:** Katı bir yüzeyle onun temas ettiği akışkan bir ortam arasında gerçekleşen ısı geçiştir.
- **Işınım:** Maddenin atom veya moleküllerinin elektron düzeninde olan değişimler sonucunda yayılan elektromanyetik dalgalar veya fotonlar aracılığıyla gerçekleşen enerji aktarımıdır.

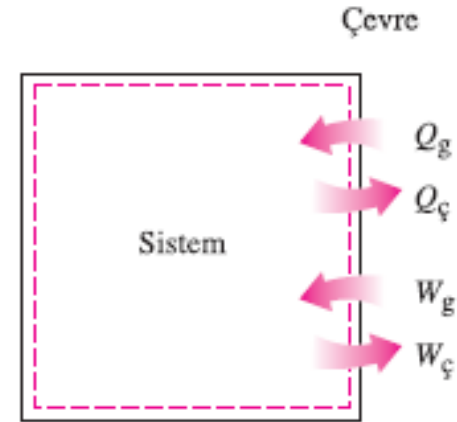
İŞ İLE ENERJİ GEÇİŞİ

- **İş:** Sistemle çevresi arasında bir enerji alış verişidir. [Anim1](#)
- Hareket halinde bir piston, dönen bir mil, sistem sınırlarını geçen bir elektrik kablosu, sistemle çevre arasında bir iş etkileşiminin olduğunu gösterir.
- **İşaret kuralı:** Sisteme olan ısı geçişi ve sistem tarafından yapılan iş pozitif, sistemden olan ısı geçişi ve sisteme gereken iş negatiftir.
- Diğer bir yol yönleri göstermek için **g** ve **ç** indislerini kullanmaktır

$$w = \frac{W}{m} \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{birim kütle için yapılan iş}$$



Güç, birim zamanda yapılan iş



Isı ve iş yönlerinin belirtilmesi.

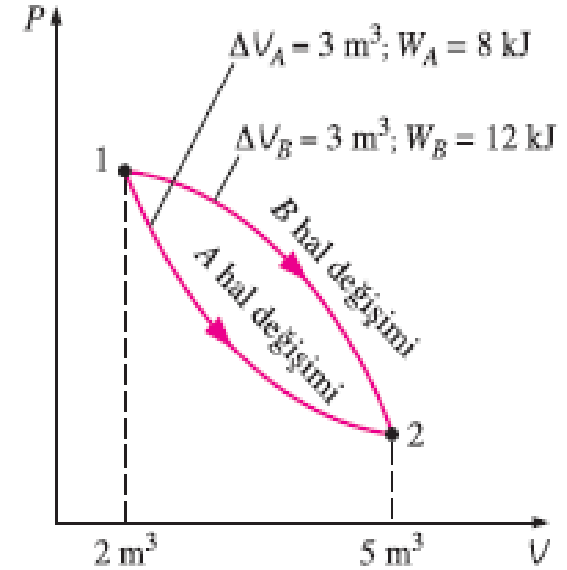
İŞ İLE ENERJİ GEÇİŞİ

Isı ve iş

- Her ikisi de sistemin sınırlarını geçerken anlam kazanır. Başka bir deyişle, ısı ve iş sınır olgularıdır.
- Sistemlerin enerjileri vardır, fakat ısı ve işleri yoktur.
- Her ikisi de bir hal ile değil, bir hal değişimi ile ilişkilidir
- Özellikler, bir hal için belirlenir. Oysa bir haldeki ısı ve işten söz etmenin hiçbir anlamı yoktur.
- Her ikisi de yola bağımlı fonksiyonlardır. (Başka bir deyişle, değerleri sadece ilk ve son hale değil, aynı zamanda hal değişiminin nasıl gerçekleştiği-ne bağlıdır).

Özellikler, nokta fonksiyonlarıdır ve (d) ile gösterilen tam diferansiyelleri vardır.

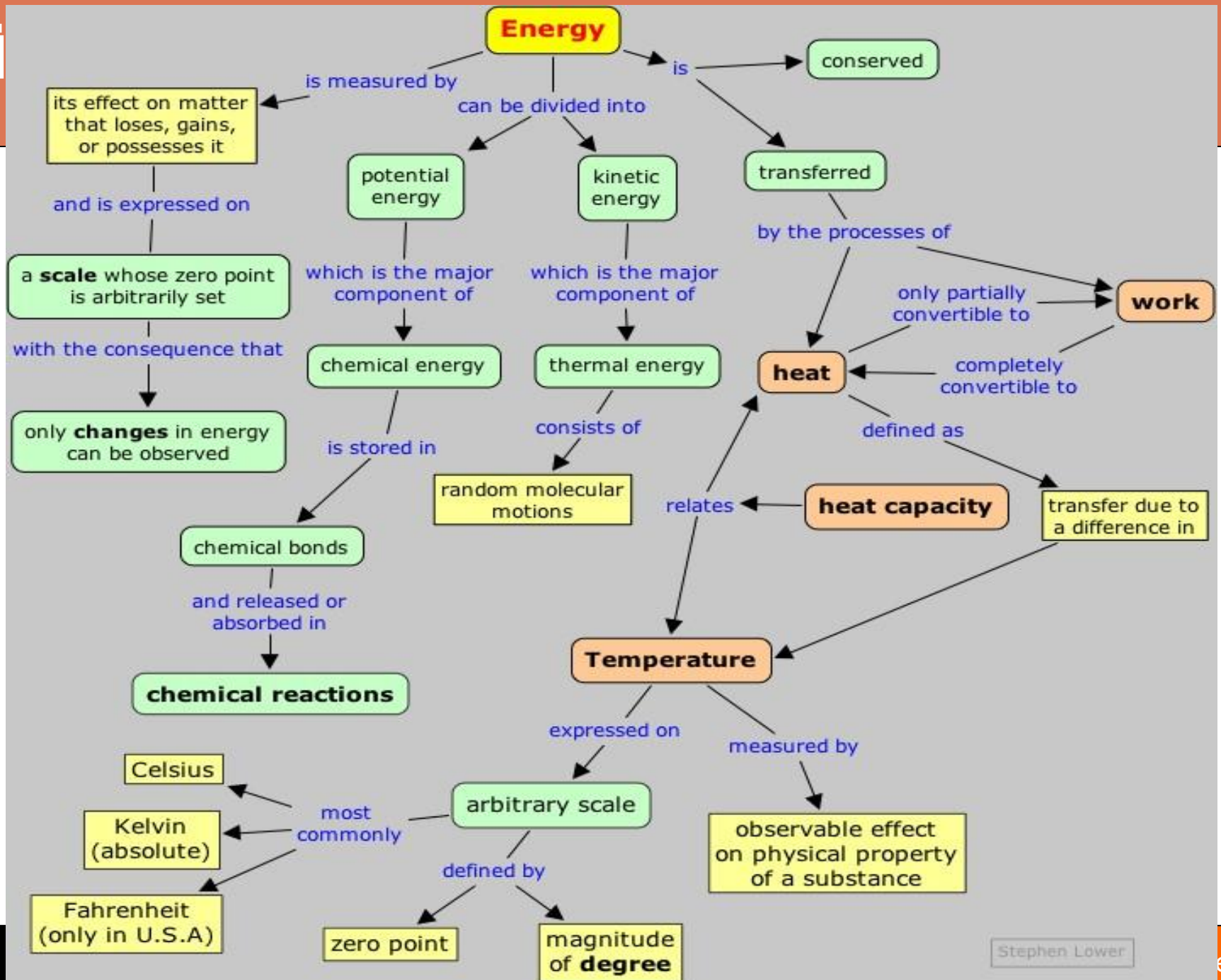
$$\int_1^2 dV = V_2 - V_1 = \Delta V$$



Özellikler nokta fonksiyonlarıdır, fakat ısı ve iş yola bağlı fonksiyonlardır (büyüklükleri hal değişiminin izlediği yola bağlıdır).

$$\int_1^2 \delta W = W_{12} \quad (\Delta W \text{ değil})$$

δW nin integrali $[W_2 - W_1]$ (2.ci haldeki iş ile 1.ci haldeki işin farkı) olamaz.



ÖRNEK 2-3

İyice yalıtılmış bir odada bir mum yanmaktadır. Sistem olarak hava ve mumdan oluşan odayı göz önüne alarak,

- (a) Yanma sırasında ısı geçişi olup-olmadığını,
- (b) Sistemin iç enerjisinde bir değişiklik olup-olmadığını belirleyin.

ÇÖZÜM

(a) Şekilde kesik çizgilerle gösterildiği gibi odanın iç yüzeyleri sistem sınırını oluşturmaktadır. Isı geçişi, sistem sınırları göz önüne 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) iç 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.

Yalıtım

Oda

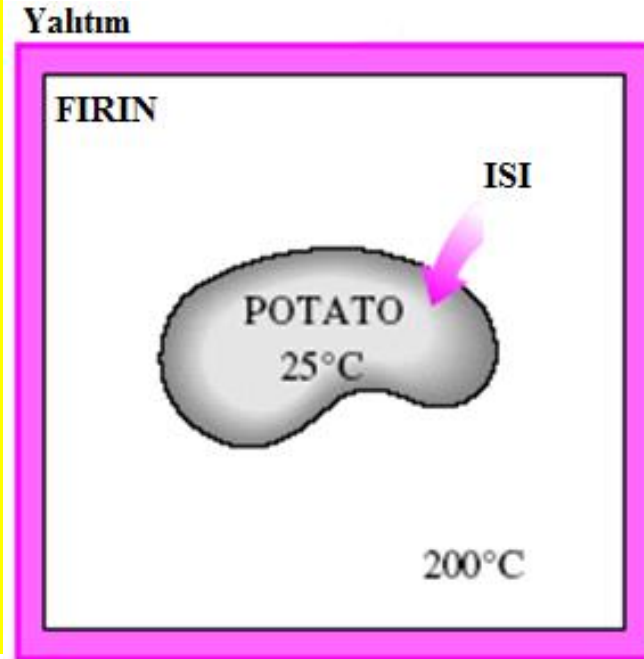


ÖRNEK 2-4

Başlangıçta sıcaklığı $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ olan bir patates, $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta bir fırında pişirilmektedir. Pişirme işlemi sırasında **ısı geçişi** olur mu?

Çözüm:

Bu problem açık bir şekilde sorulmamıştır, çünkü **sistem belirsizdir**.



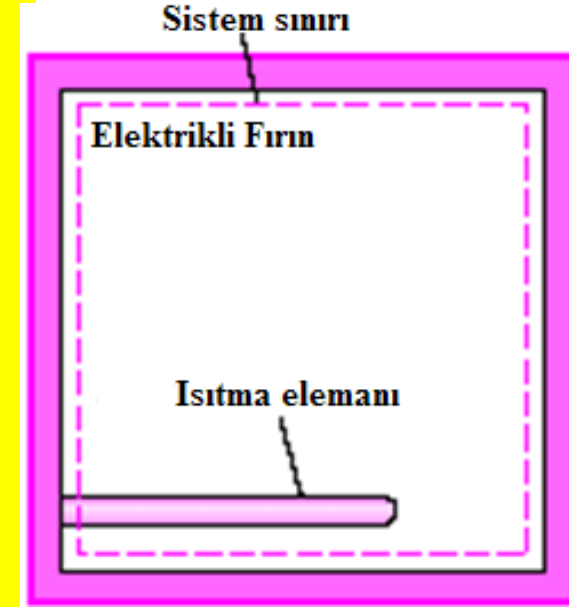
Patatesin sistem olarak seçildiği düşünölsün. Bu durumda patatesin kabuğu sistem sınırı olacaktır. Fırın içindeki enerjinin bir bölümü kabuktan patatese geçecektir. Enerji geçişi sıcaklık farkından kaynaklandığı için, **ısı geçişi** söz konusudur.

ÖRNEK 2-5

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, görüldüğü gibi sistem sınırını oluşturmaktadır.



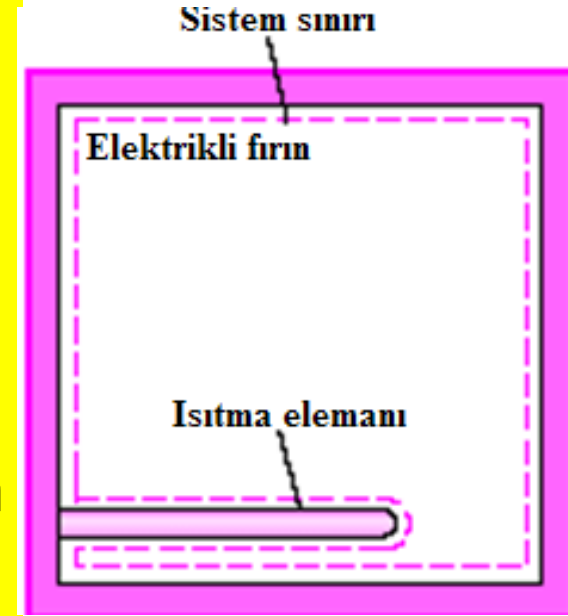
Fırının enerjisinin ısıtma işlemi sırasında arttığı sıcaklık artışından açıkça görülmektedir. Fakat fırının enerjisindeki bu artış fırınla çevre hava arasındaki bir **sıcaklık farkından** kaynaklanmamaktadır. Bu artış eksi yük taşıyan *elektron* adlı parçacıkların sistem sınırını geçmesinden ve böylece **iş yapmasından** ileri gelmektedir. Bu nedenle söz konusu olan, **iş etkileşimidir**.

İŞ İLE ENERJİ GEÇİŞİ

Şekildeki soruyu sistem olarak sadece fırının içindeki havayı alarak cevaplayın.

ÇÖZÜM :

Bu kez direnç teli, şekilde 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. 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

Elektrik işi

$$W_e = \mathbf{VN}$$

Elektrik gücü

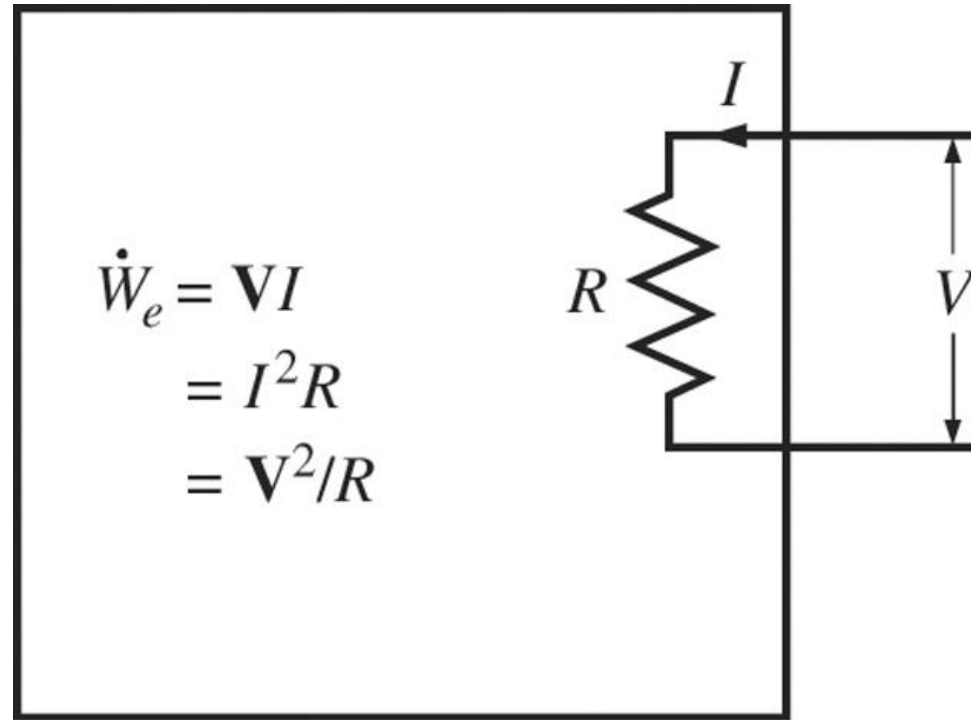
$$\dot{W}_e = \mathbf{VI} \quad (\text{W})$$

bu bakımdan **t** zaman aralığında yapılan **elektrik işi**

$$W_e = \int_1^2 \mathbf{VI} dt \quad (\text{kJ})$$

V ve **I** sabit kalıyorsa, bu bağıntı

$$W_e = \mathbf{VI} \Delta t \quad (\text{kJ})$$



Elektrik gücünün, direnç **R**, akım **I** ve potansiyel farkı **V** ile gösterilmesi.

İŞİN MEKANİK BİÇİMLERİ

Sistem ile çevresi arasında bir iş etkileşiminin olabilmesi için iki koşulun sağlanması gerekir:

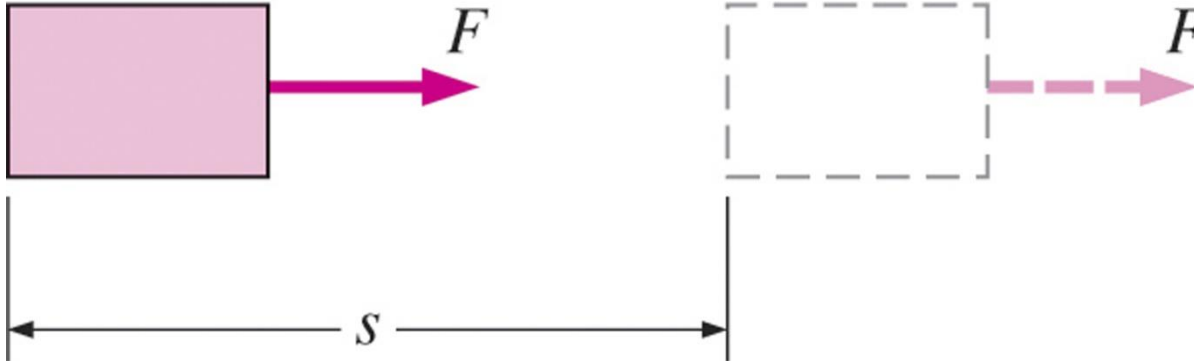
- Sınırdaki etkiyen bir kuvvet olmalıdır
- Sınır hareket etmelidir.

İş = Kuvvet × Yol

$$W = F \times s \quad (kJ)$$

Eğer kuvvet sabit değilse

$$W = \int_1^2 F ds \quad (kJ)$$



Yapılan iş, uygulanan kuvvete (**F**) ve kuvvetin etkilediği uzunluğa (**s**) bağlıdır.



Hareket olmazsa, iş yapılmaz.

Mil İşi

Moment kolu r 'ye uygulanan F kuvveti, T burulma momentini oluşturur

$$T = Fr \rightarrow F = \frac{T}{r}$$

Bu kuvvet s uzunluğu boyunca uygulanmaktadır

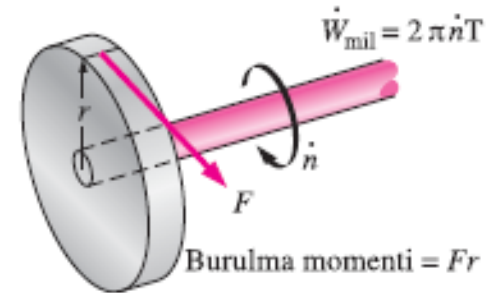
$$s = (2\pi r)n$$

Mil İşi

$$W_{sh} = Fs = \left(\frac{T}{r}\right)(2\pi rn) = 2\pi nT \quad (\text{kJ})$$

Mil ile iletilen güç, birim zamanda yapılan **mil işi** 'dir

$$\dot{W}_{sh} = 2\pi nT \quad (\text{kW})$$



Döner mil ile enerji aktarımına uygulamalarda sıkça rastlanır.

Mil işi, uygulanan burulma momenti ve milin devir sayısı ile orantılıdır.

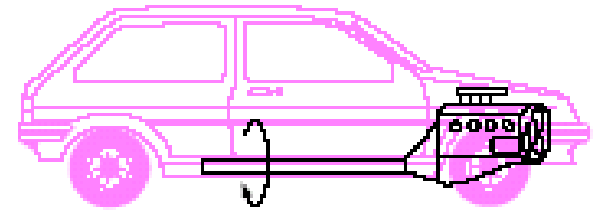
ÖRNEK 3-12

Bir arabanın krank miline uygulanan burulma momenti 200 Nm ise ve mil dakikada 4000 devir hızla dönüyorsa, krank milinin ilettiği gücü hesaplayın.

Çözüm

Milin ilettiği güç:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{sh} &= 2\pi nT = (2\pi) \left(4000 \frac{1}{\text{min}} \right) (200 \text{ N} \cdot \text{m}) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ N} \cdot \text{m}} \right) \\ &= \mathbf{83.8 \text{ kW}} \quad (\text{or } 112 \text{ hp})\end{aligned}$$



$$n = 4000 \text{ rpm}$$

$$\tau = 200 \text{ Nm}$$

Arabanın krank milinden iletilen gücün büyüklüğü yukarıda hesaplanmıştır. Mil İşinin işareti ise seçilen sisteme bağlı olacaktır.

Yay İşi

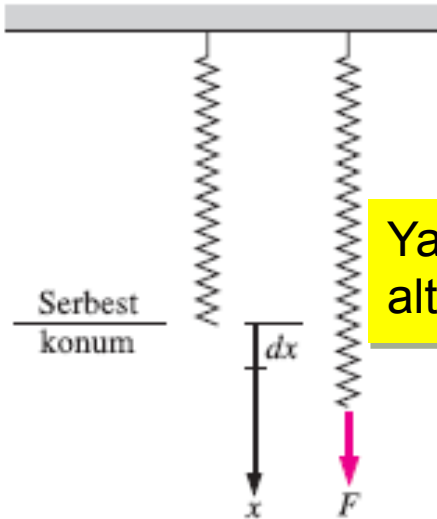
Bir yaya kuvvet uygulandığı zaman uzunluğunun değiştiği bilinen bir olgudur. Bir F kuvveti uygulandığı zaman yay dx diferansiyel büyüklüğü kadar uzarsa, yapılan iş

$$\delta W_{\text{yay}} = F dx$$

Doğrusal olarak esneyen yaylarda yer değişimi (x); uygulanan kuvvet (F) ile doğru orantılıdır

$$W = k \cdot x \quad (\text{kN})$$

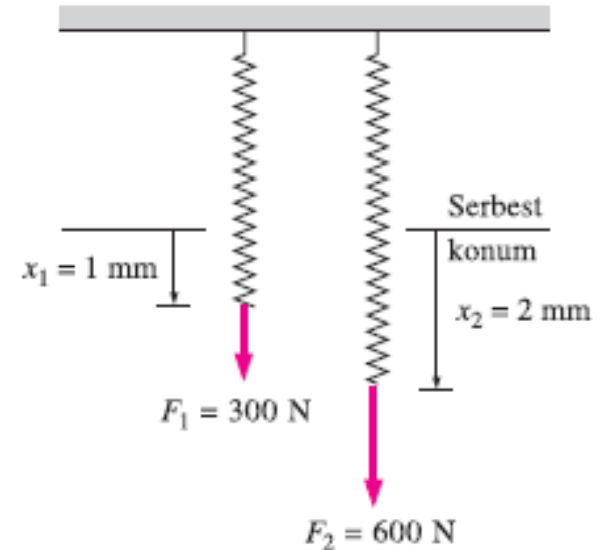
k : Yay katsayısı (kN/m)



Yayın, bir kuvvet etkisi altında uzaması.

$$W_{\text{yay}} = \frac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) \quad (\text{kJ})$$

x_1 ve x_2 : yayın, başlangıç ve son durumdaki yer değiştirmeleridir.



Doğrusal bir yayın zaması, kuvvet iki kat arttırılırsa, iki kat olur.

Yay İşi

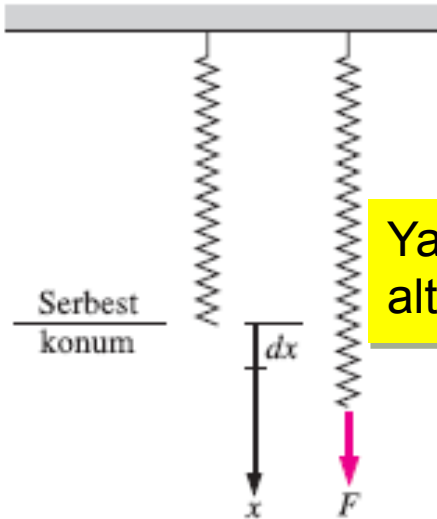
Bir yaya kuvvet uygulandığı zaman uzunluğunun değiştiği bilinen bir olgudur. Bir F kuvveti uygulandığı zaman yay dx diferansiyel büyüklüğü kadar uzarsa, yapılan iş

$$\delta W_{\text{yay}} = F dx$$

Doğrusal olarak esneyen yaylarda yer değişimi (x); uygulanan kuvvet (F) ile doğru orantılıdır

$$W = k \cdot x \quad (\text{kN})$$

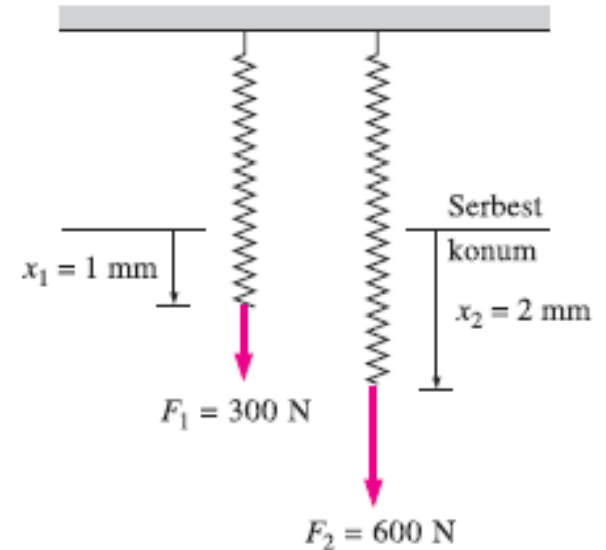
k : Yay katsayısı (kN/m)



Yayın, bir kuvvet etkisi altında uzaması.

$$W_{\text{yay}} = \frac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) \quad (\text{kJ})$$

x_1 ve x_2 : yayın, başlangıç ve son durumdaki yer değiştirmeleridir.



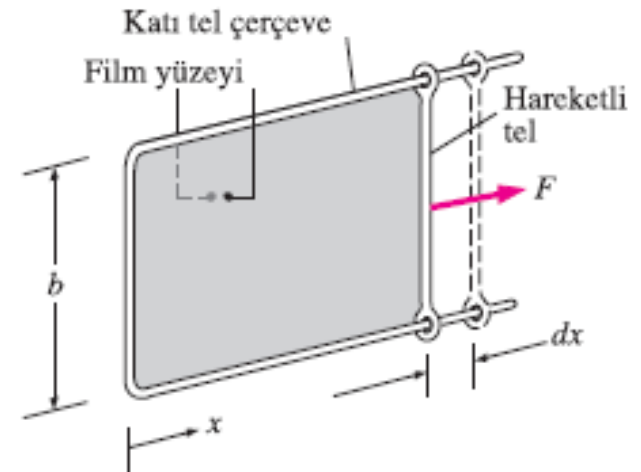
Doğrusal bir yayın zaması, kuvvet iki kat arttırılırsa, iki kat olur.

Esnek Katı Çubuklar Üzerinde Yapılan İş

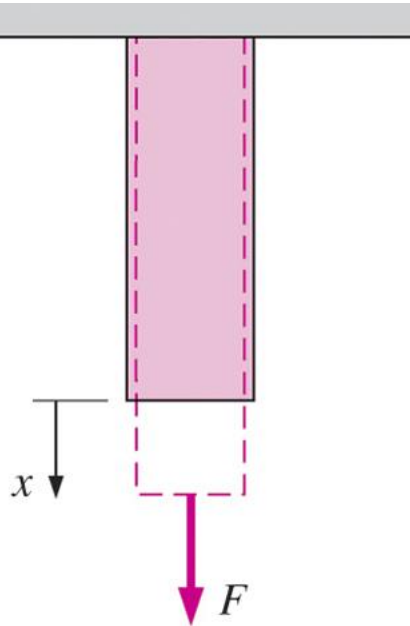
$$W_{\text{esnek}} = \int_1^2 F dx = \int_1^2 \sigma_s A dx \quad (\text{kJ})$$

Sıvı Tabakalarının Gerilmesi ile İlgili İş

$$W_{\text{yüzey}} = \int_1^2 \sigma_s dA \quad (\text{kJ})$$



Sıvı filminin hareketli bir telle gerilmesi.



Katı çubuklar, bir kuvvetin etkisi altında yay gibi davranırlar.

Bir Cismi Yükseltmek ve Hızlandırmak için Yapılan İş

- 1. Bir cisim yerçekimi alanında yükseltildiği zaman, potansiyel enerjisi artmaktadır.
- 2. Bir cisim hızlandırıldığı zaman kinetik enerjisi artmaktadır.

Mekanik Olmayan İş

Elektrik İş: Genelleştirilmiş kuvvet *voltaj* (elektrik potansiyeli), genelleştirilmiş yer değişiminin *elektrik yükü* olarak alınır.

Manyetik İş: Genelleştirilmiş kuvvet olarak *manyetik alan gücünün*, genelleştirilmiş yerdeğişimi olarak *manyetik iki kutuplu momentin* alındığı.

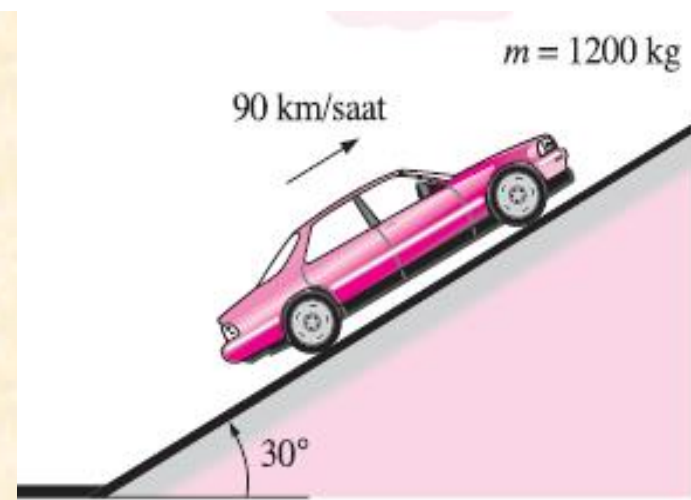
Elektrik Polarizasyon İş: Genelleştirilmiş kuvvet olarak *elektrik alan gücünün*, genelleştirilmiş yerdeğişimi olarak ortam *polarizasyonunun* (moleküllerin iki kutuplu elektrik dönme momentlerinin toplamı) alındığı.



Yükseltilirken bir cisme aktarılan enerji cismin potansiyel enerjisindeki değişime eşittir.

ÖRNEK 2-8 Bir araba rampa çıkarken gerekli güç

1200 kg ağırlığındaki bir otomobil, düz yolda 90 km/saat ortalama hızla hareket etmektedir. Daha sonra yatay düzlemle 30° eğimli bir rampaya çıkmaya başlamıştır. Rampa boyunca otomobilin hızı sabit kalıyor ise, motor tarafından verilmesi gereken ilave gücü hesaplayınız.



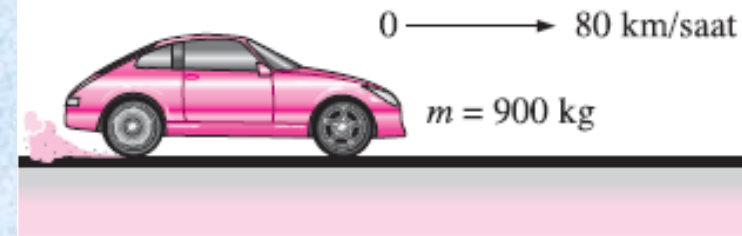
$$\dot{W}_g = mg \Delta z / \Delta t = mg V_{\text{dikey}}$$

$$= (1200 \text{ kg})(9.81 \text{ m/s}^2)(90 \text{ km/h})(\sin 30^\circ) \left(\frac{1 \text{ m/s}}{3.6 \text{ km/h}} \right) \left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right)$$

$$= 147 \text{ kJ/s} = \mathbf{147 \text{ kW}} \quad (\text{veya } 197 \text{ hp})$$

ÖRNEK 2-9 Bir otomobili hızlandırmak için gerekli güç

900 kg ağırlığındaki bir otomobili, düz yolda 20 saniyede, durma anından 80 km/saat hıza çıkarmak için gerekli gücü hesaplayınız.



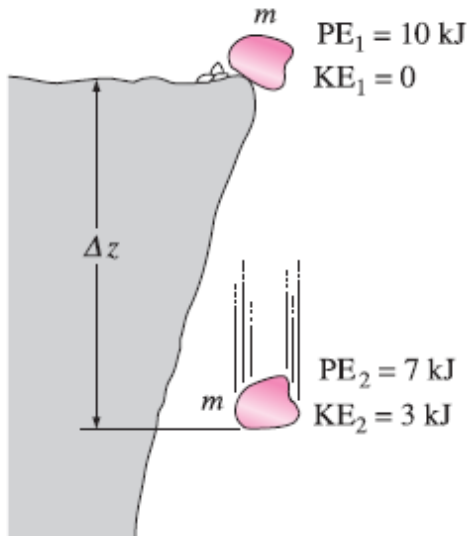
$$W_i = \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) = \frac{1}{2}(900 \text{ kg}) \left[\left(\frac{80,000 \text{ m}}{3600 \text{ s}} \right)^2 - 0^2 \right] \left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right)$$
$$= 222 \text{ kJ}$$

Ortalama güç aşağıdaki şekilde hesaplanır.

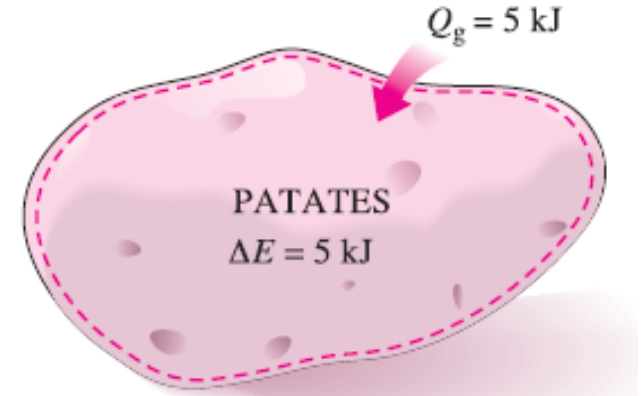
$$\dot{W}_i = \frac{W_i}{\Delta t} = \frac{222 \text{ kJ}}{20 \text{ s}} = \mathbf{11.1 \text{ kW}} \quad (\text{veya } 14.9 \text{ hp})$$

TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ YASASI

- **Termodinamiğin birinci yasası (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.**
- **Birinci Yasa:** Kapalı bir sistemin belirli iki hali arasında gerçekleşebilecek tüm adyabatik hal değişimleri sırasında yapılan net iş, sisteme veya hal değişimlerine bağlı olmaksızın aynıdır.

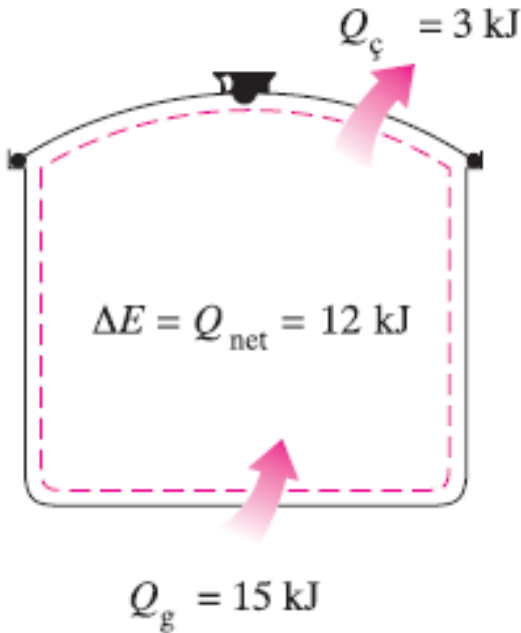


Enerji var
veya yok
edilemez,
sadece
biçim
değiştirebilir

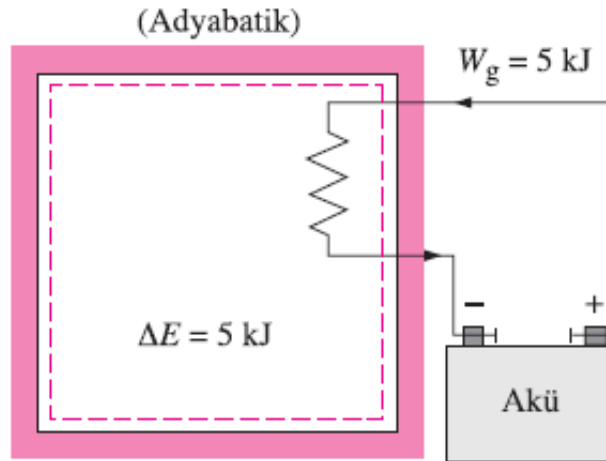


Fırındaki patatesin enerjisindeki artış, patatese geçen ısıya eşittir.

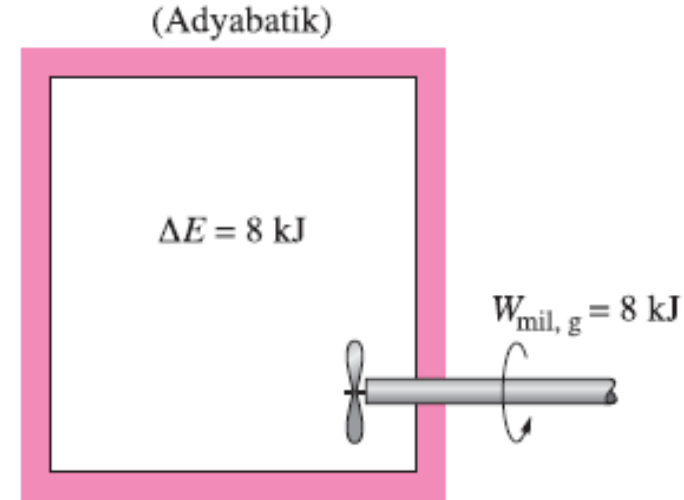
TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ YASASI



İş etkileşiminin olmaması durumunda sistemin enerji değişimi net ısı geçişine eşittir.



Adyabatik bir sistem üzerinde yapılan iş (elektrik), sistemin enerji artışına eşittir.

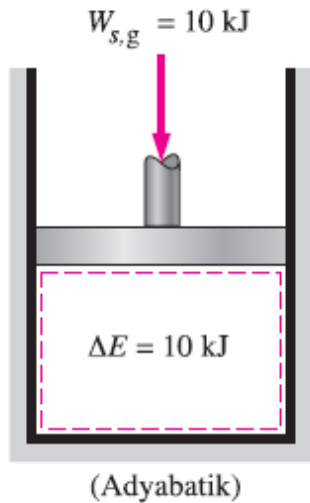


Adyabatik bir sistem üzerinde yapılan iş (mil), sistemin enerji artışına eşittir.

Enerjinin Korunumu

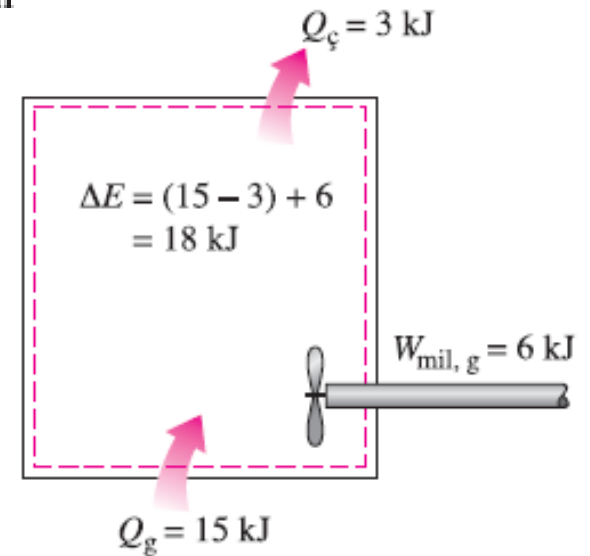
- **Enerjin korunumu ilkesi**, bir hal değişimi sırasında kapalı bir sistemin toplam enerjisindeki **net değişim (artma veya azalma)**, sisteme giren toplam enerji ile sistemden çıkan toplam enerjinin farkına eşittir.

$$\left(\begin{array}{c} \text{Sisteme giren} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Sistemden çıkan} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Sistemin toplam} \\ \text{enerjisindeki değişim} \end{array} \right)$$



$$E_g - E_{\text{ç}} = \Delta E_{\text{sistem}}$$

Bir hal değişimi sırasında sistemin **enerji değişimi**, net iş ve çevreyle ısı alışverişinin toplamına eşittir.



Adyabatik bir sistem üzerinde yapılan **iş (sınır)**, sistemin enerji artışına eşittir.

Enerjinin Korunumu

Bir Sistemdeki Enerji Değişimi , ΔE_{sistem}

Enerji değişimi = Son haldeki enerji – ilk haldeki enerji

$$\Delta E_{\text{sistem}} = E_s - E_i = E_2 - E_1$$

$$\Delta E = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE$$

İç, kinetik ve potansiyel enerji değişimi

$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$

$$\Delta KE = \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2)$$

$$\Delta PE = mg(z_2 - z_1)$$

Hareketsiz sistemler

$$z_1 = z_2 \rightarrow \Delta PE = 0$$

$$V_1 = V_2 \rightarrow \Delta KE = 0$$

$$\Delta E = \Delta U$$

Enerjinin Korunumu

Enerji Geçişinin Gerçekleşme Yolları, E_{giren} ve $E_{\text{çıkan}}$

- Isı geçişi
- İş geçişi
- Kütle transferi

Sabit kütle veya kapalı sistemlerde sadece ısı geçişi ve iş vardır

$$E_{\text{in}} - E_{\text{out}} = (Q_{\text{in}} - Q_{\text{out}}) + (W_{\text{in}} - W_{\text{out}}) + (E_{\text{mass,in}} - E_{\text{mass,out}}) = \Delta E_{\text{system}}$$

$$\underbrace{E_g - E_{\phi}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile gerçekleşen enerji geçişi}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistem}}}_{\text{İç, kinetik, potansiyel vb. enerjilerdeki değişim}} \quad (\text{kJ})$$

$$Q = \dot{Q} \Delta t \quad (\text{kJ})$$

$$W = \dot{W} \Delta t$$

$$\underbrace{\dot{E}_g - \dot{E}_{\phi}}_{\text{Birim zamanda, ısı, iş ve kütle ile gerçekleşen enerji geçişi}} = \underbrace{dE_{\text{sistem}}/dt}_{\text{Birim zamanda sistemin iç, kinetik, potansiyel vb. enerjilerindeki değişim}} \quad (\text{kW})$$

$$\Delta E = (dE/dt) \Delta t$$

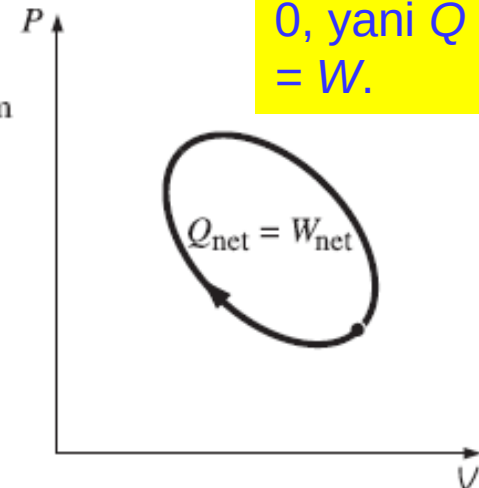
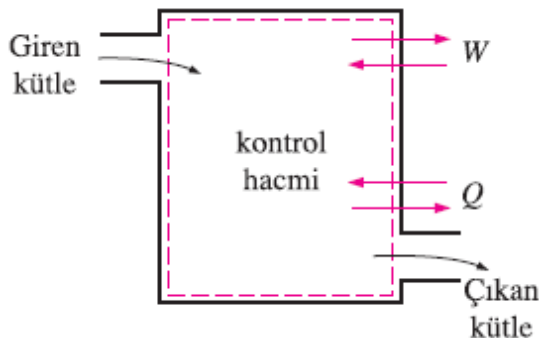
$$e_g - e_{\phi} = \Delta e_{\text{sistem}} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$\delta E_g - \delta E_{\phi} = dE_{\text{sistem}} \quad \text{veya} \quad \delta e_g - \delta e_{\phi} = de_{\text{sistem}}$$

$$W_{\text{net}, \phi} = Q_{\text{net}, g}$$

Kütle akışı ile birlikte ısı ve iş etkileşimleri sonucu kontrol hacminin enerji içeriğinde değişim olur.

Çevrim için $\Delta E = 0$, yani $Q = W$.



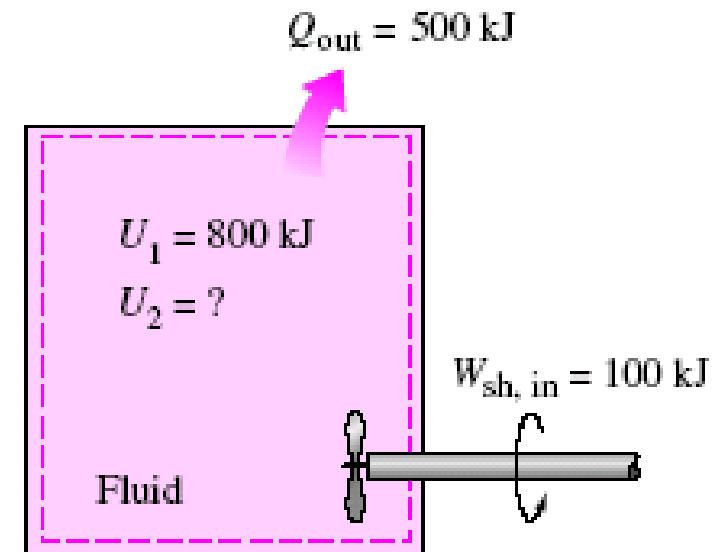
ÖRNEK 2-10

ÖRNEK

Sabit hacimli kapalı bir kaptaki sıcak bir sıvı soğutulurken, bir taraftan da karıştırılmaktadır. Başlangıçta sıvının toplam iç enerjisi 800 kJ'dür. Soğutma işlemi sırasında çevreye 500 kJ ısı geçişi olmaktadır, sıvıyı karıştırmak için ise 100 kJ iş yapılmaktadır. Sıvının son haldeki toplam iç enerjisini hesaplayın.

ÇÖZÜM

Sistem olarak kabın içindeki sıvı seçilsin. Sistem sınırları sınırlarında kütle geçişi olmadığı için, kapalı sistem veya kontrol kütlesidir. Sistem ayrıca hareketsizdir, bu nedenle potansiyel ve kinetik enerji değişimleri sıfırdır. Enerjinin korunum ilkesi uygulanırsa, U_2 hesaplanır.



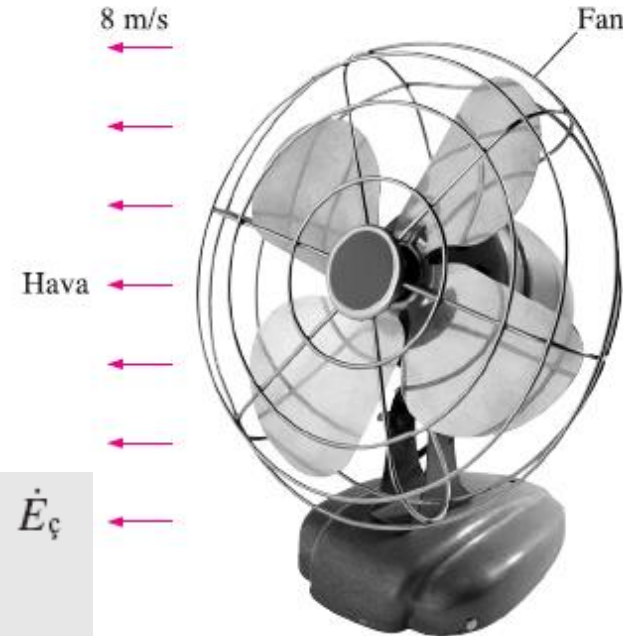
$$\underbrace{E_{\text{in}} - E_{\text{out}}}_{\text{Net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta E_{\text{system}}}_{\text{Change in internal, kinetic, potential, etc., energies}}$$

$$W_{\text{sh, in}} - Q_{\text{out}} = \Delta U = U_2 - U_1$$
$$100 \text{ kJ} - 500 \text{ kJ} = U_2 - 800 \text{ kJ}$$
$$U_2 = 400 \text{ kJ}$$

ÖRNEK 2-11

ÖRNEK 2-11 Bir Fan ile Ortamdaki Hava Hızının Arttırılması

20 W güç harcayan bir fan kullanılarak bir havalandırma odasından 0.25 kg/s kütle debisi ve 8 m/s boşaltma hızı ile hava tahliyesi istenmektedir (Şekil 2-48). Bu isteğin uygun olup olmadığını belirleyiniz.



$$\underbrace{\dot{E}_g - \dot{E}_\phi}_{\text{Birim zamanda ısı, iş ve kütle ile gerçekleşen enerji geçişi}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{sistem}}}{dt}}_{\text{Birim zamanda, sistemin iç, kinetik, potansiyel vb. enerjilerindeki değişim}} = 0 \rightarrow \dot{E}_g = \dot{E}_\phi$$

$$\dot{W}_{e,g} = \dot{m}_{\text{hava}} ke_\phi = \dot{m}_{\text{hava}} \frac{V_\phi^2}{2}$$

verilenler yerine konulduğunda maksimum hava çıkış hızı

$$V_\phi = \sqrt{\frac{2\dot{W}_{e,g}}{\dot{m}_{\text{hava}}}} = \sqrt{\frac{2(20 \text{ J/s})}{1.0 \text{ kg/s}} \left(\frac{1 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ J/kg}} \right)} = 6.3 \text{ m/s}$$

ÖRNEK 2-12 Bir Fanın Isıtma Etkisi

Bir oda başlangıçta, 25 °C dış ortam sıcaklığındadır. 200 W elektrik gücü harcayan bir fan, oda da çalıştırılmaktadır. Oda ile dış ortam arasındaki ısı geçişi, $Q = U.A.(T_i - T_d)$ olarak verilmiştir. Burada; $U = 6 \text{ [W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C]}$ toplam ısı geçiş katsayısını, $A = 30 \text{ m}^2$ odanın yüzey alanını ve T_i ile T_d sırası ile iç ve dış sıcaklıkları göstermektedir. Sürekli çalışma şartları olduğunda oda içindeki **havanın sıcaklığını** hesaplayınız?

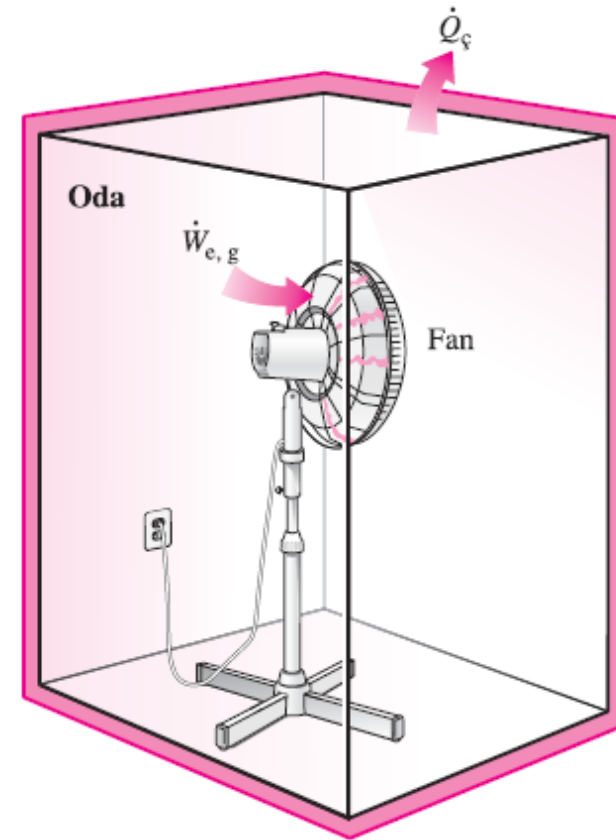
$$\underbrace{\dot{E}_g - \dot{E}_\varphi}_{\text{Birim zamanda; ısı, iş ve kitle ile gerçekleşen enerji geçişi}} = \underbrace{\frac{dE_{\text{sistem}}}{dt}}_{\text{Birim zamanda sistemin iç, kinetik, potansiyel vb. enerjilerindeki değişim}} \xrightarrow{0 \text{ (sürekli)}} 0 \rightarrow \dot{E}_g = \dot{E}_\varphi$$

$$\dot{W}_{e,g} = \dot{Q}_\varphi = UA(T_i - T_d)$$

yazılabilir. Verilen değerler yerine konulduğunda oda içerisindeki hava sıcaklığı

$$200 \text{ W} = (6 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})(30 \text{ m}^2)(T_i - 25^\circ\text{C})$$

$$T_i = 26.1^\circ\text{C}$$



ÖRNEK 2-13 Bir Sınıfın Yıllık Aydınlatma Maliyeti

Bir sınıfın aydınlatma ihtiyacı her biri 80 W olan 30 adet floresan lamba ile karşılanmaktadır. Sınıftaki ışıklar, yılda 250 gün ve günde 12 saat açık tutulmaktadır. Elektriğin kW-h 'i 7 sent ise, sınıfın yıllık aydınlatma maliyetini hesaplayınız. Ayrıca, aydınlatmanın ısıtma ve havalandırma ihtiyaçlarına olan etkisini inceleyiniz.

$$\begin{aligned}\text{Aydınlatma gücü} &= (\text{Her bir lambanın harcadığı güç}) \times (\text{Lamba sayısı}) \\ &= (80 \text{ W/lamba})(30 \text{ lamba}) \\ &= 2400 \text{ W} = 2.4 \text{ kW}\end{aligned}$$

$$\text{Çalışma saati} = (12 \text{ saat/gün})(250 \text{ gün/yıl}) = 3000 \text{ saat/yıl}$$

Bir yıldaki ışıklandırma maliyeti

$$\begin{aligned}\text{Aydınlatma enerjisi} &= (\text{Aydınlatma gücü})(\text{Çalışma saati}) \\ &= (2.4 \text{ kW})(3000 \text{ saat/yıl}) = 7200 \text{ kWsaat/yıl}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Aydınlatma maliyeti} &= (\text{Aydınlatma enerjisi})(\text{Birim fiyat}) \\ &= (7200 \text{ kWsaat/yıl})(0.07 \text{ \$/kWsaat}) = \mathbf{504 \text{ \$/yıl}}\end{aligned}$$



ENERJİ DÖNÜŞÜM VERİMLERİ

Verim, termodinamikte en çok kullanılan ifadelerden bir tanesi olup, enerji dönüşümünün veya hal değişim geçişinin nasıl iyi bir şekilde başarılacağını gösterir.



$$\text{Etkinlik} = \frac{\text{Elde edilmek istenen değer}}{\text{Harcaması gereken değer}}$$

Su ısıtıcısının verimi: Geleneksel ve yüksek verimli bazı elektrikli ve doğal gazlı su ısıtıcılarının verimleri

Tür	Verim
Gaz, geleneksel	55%
Gaz, yüksek verimli	62%
Elektrik, geleneksel	90%
Elektrik, yüksek verimli	94%



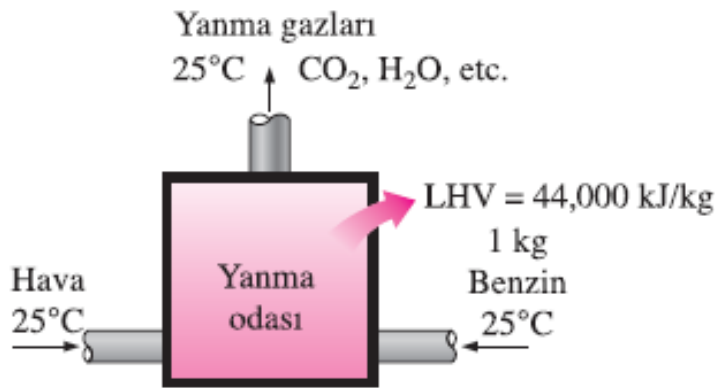
Verim tanımı termodinamik ile sınırlı değildir.

$$\eta_{\text{yanma}} = \frac{Q}{HV} = \frac{\text{Yanma boyunca açığa çıkan ısı miktarı}}{\text{Yanan yakıtın ısıtma değeri}}$$

Yakıt ısıtma değeri: oda sıcaklığında belirtilen yakıt miktarının (genellikle birim kütle) tamamen yanması ile verilen ısı ve yanma ürünlerinin oda sıcaklığında soğutulmasıdır.

Düşük ısıtma değeri(LHV): Su buhar fazında ise.

Yüksek ısıtma değeri (HHV): Yanma gazlarındaki su tamamı ile yoğuştuğu zaman ısıtma değeri.



Benzinin ısıtma değerinin tanımı.

Ticari binalar ve meskenlerdeki ısıtma sistemlerinin verimi yıllık yakıt kullanım verimi veya **AFUE (annual fuel utilization efficiency)** olarak ifade edilir ve ısıtılmayan alanlara olan ısı kaybı ve yakma ve soğuma kayıpları ile beraber yanma verimini tarif eder.

- **Jeneratör:** Mekanik enerjiyi elektrik enerjine dönüştürür.
- **Jeneratör verimi:** Elde edilen elektrik gücünün verilen mekanik güce oranıdır.
- **Güç santralleri için toplam verim:** Elde edilen net elektrik gücünün verilen yakıt enerjisine oranıdır.

TABLO 2-1

Çeşitli aydınlatma sistemlerinin etkinliği

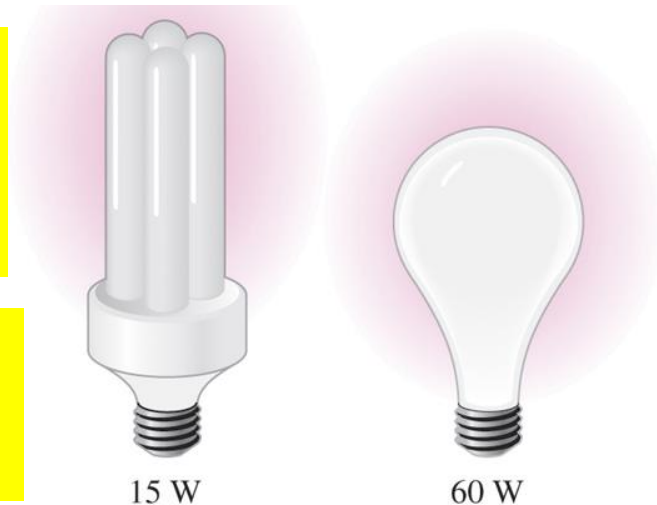
Aydınlatma tipi	Etkinlik, lümen/W
Yanma	
Mum	0.2
Akkor	
Basit	6–20
Halojen	16–25
Floresan	
Basit	40–60
Yüksek çıkışlı	70–90
Kompakt	50–80
Yüksek şiddetli deşarjlı	
Civa buharı	50–60
Metal halide	56–125
Yüksek basınçlı sodyum	100–150
Düşük basınçlı sodyum	200'ün üzeri

Güç santrallerinde toplam verim

$$\eta_{\text{toplam}} = \eta_{\text{yanma}} \cdot \eta_{\text{ısı}} \cdot \eta_{\text{jeneratör}} = \frac{\dot{W}_{\text{net, e}}}{\text{HHV} \times \dot{m}_{\text{net}}}$$

Işıklandırma etkinliği: Lümen olarak elde edilen ışık miktarının harcanan elektriğe oranıdır (W olarak) .

15 W gücündeki kompakt floresan lamba 60 W gücündeki akkor lamba kadar ışık verir.



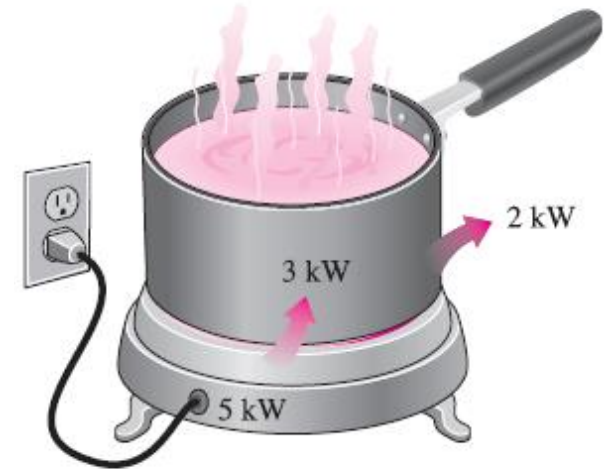
TABLO 2-2

Farklı cihazlarla güveç pişirilmesinin enerji maliyeti*

[From A. Wilson and J. Morril, *Consumer Guide to Home Energy Savings*, Washington, DC: American Council for an Energy-Efficient Economy, 1996, p. 192.]

Piştirme cihazı	Piştirme sıcaklığı	Piştirme zamanı	Kullanılan enerji	Enerji maliyeti
Elektrikli fırın	350°F (177°C)	1 saat	2.0 kWh	\$0.16
Konveksiyon fırın (elek.)	325°F (163°C)	45 dakika	1.39 kWh	\$0.11
Gazlı fırın	350°F (177°C)	1 saat	0.112 therm	\$0.07
Tava	420°F (216°C)	1 saat	0.9 kWh	\$0.07
Mini fırın	425°F (218°C)	50 dakika	0.95 kWh	\$0.08
Elektrikli ocak	200°F (93°C)	7 saat	0.7 kWh	\$0.06
Mikrodalga fırın	"Yüksek"	15 dakika	0.36 kWh	\$0.03

- Verimli enerji cihazları kullanarak enerji korunur.
- Yakıtların yanması sonucu açığa çıkan ve atmosfere bırakılan kimyasallar azalacağı için çevre için faydalı olacaktır.
- Yakıtın yanması
 - **Karbondiyoksit** (küresel iklim değişikliğine neden olmaktadır)
 - **Azot oksit** ve **hidrokarbon** (hava kirliliğine neden olmaktadır)
 - **Karbon monoksit** (zehirli madde)
 - **Kükürt dioksit** (asit yağmurlarına neden olmaktadır)



$$\text{Verim} = \frac{\text{Kullanılan enerji}}{\text{Cihaza sağlanan enerji}}$$

$$= \frac{3 \text{ kWh}}{5 \text{ kWh}} = 0.60$$

Yemek piştirme cihazlarının verimi , cihaza verilen böylece yemeğe aktarılan enerji oranını göstermektedir.

ÖRNEK 2-15 Elektrikli ve Gazlı Ocaklarla Yemek Pişirme Maliyeti

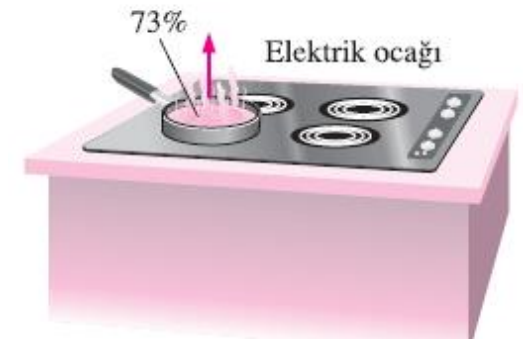
Yemek pişirmek için kullanılan cihazların verimi, kendilerinden gelen iç enerji kazanımını etkiler. Çünkü verimi düşük olan cihazlar aynı iş için daha fazla enerji harcarlar. Elektrik ve gaz ile çalışan ocakların verimleri sırası ile yüzde 73 ve 38 olarak belirlenmiştir (Şekil 2-57). Elektriğin ve doğal gazın birim fiyatlarının sırası ile \$0.09 / kW-saat ve \$0.55 / term olduğu bir bölgede 2kW gücünde bir elektrikli ocak bulunsun. Ocak tarafından harcanan enerjiyi ve hem elektrikli hemde gazlı ocak için kullanılan enerji maliyetini hesaplayınız.

$$\dot{Q}_{\text{kullanılan}} = (\text{Giren enerji}) \times (\text{Verim}) = (2 \text{ kW})(0.73) = \mathbf{1.46 \text{ kW}}$$

$$\text{Harcanan enerji fiyatı} = \frac{\text{Giren enerji fiyatı}}{\text{Verim}} = \frac{\$0.09/\text{kWh}}{0.73} = \mathbf{0.123\$/kWsa.}$$

$$\dot{Q}_{\text{g,gaz}} = \frac{\dot{Q}_{\text{kullanılan}}}{\text{Verim}} = \frac{1.46 \text{ kW}}{0.38} = \mathbf{3.84 \text{ kW}} \quad (= 13,100 \text{ Btu/saat})$$

$$\begin{aligned} \text{Harcanan enerji fiyatı} &= \frac{\text{Giren enerji fiyatı}}{\text{Verim}} = \frac{\$0.55/29.3\text{kWsaat}}{0.38} \\ &= \mathbf{0.049\$/kWsa.} \end{aligned}$$



Mekanik ve Elektrikli Cihazların Verimleri

Mekanik verim

$$\eta_{mek} = \frac{\text{Alınan mekanik enerji}}{\text{Verilen mekanik enerji}} = \frac{E_{mek, \phi}}{E_{mek, g}} = 1 - \frac{E_{mek, kayıp}}{E_{mek, g}}$$

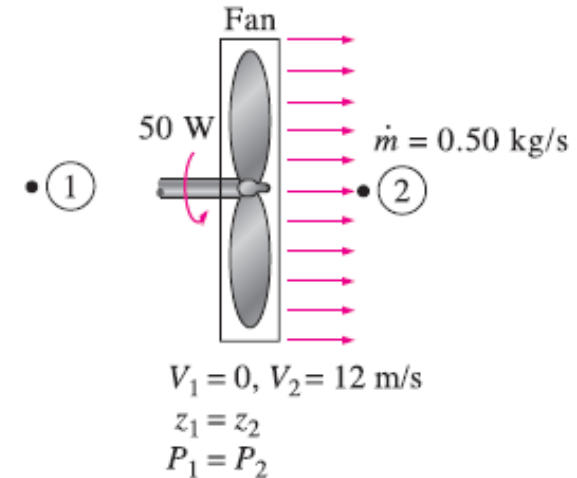
Verilen veya alınan mekanik güç ile akışkanın mekanik enerjisi arasındaki dönüşüm işleminin mükemmellik derecesi **pompa verimi** veya **türbin verimi** olarak tanımlanır.

$$\eta_{pompa} = \frac{\text{Akışkanın mekanik enerjisindeki artış}}{\text{Verilen mekanik enerji}} = \frac{\Delta \dot{E}_{mek, akışkan}}{\dot{W}_{mil, g}} = \frac{\dot{W}_{pompa, f}}{\dot{W}_{pompa}}$$

$$\Delta \dot{E}_{mek, akışkan} = \dot{E}_{mek, \phi} - \dot{E}_{mek, g}$$

$$\eta_{turbin} = \frac{\text{Alınan mekanik enerji}}{\text{Akışkanın mekanik enerjisindeki azaltma}} = \frac{\dot{W}_{mil, \phi}}{|\Delta \dot{E}_{mek, akış.}|} = \frac{\dot{W}_{turbin}}{\dot{W}_{turbin, e}}$$

$$|\Delta \dot{E}_{mek, akışkan}| = \dot{E}_{mek, g} - \dot{E}_{mek, \phi}$$



$$\begin{aligned} \eta_{mek, fan} &= \frac{\Delta \dot{E}_{mek, akışkan}}{\dot{W}_{mil, g}} = \frac{\dot{m} V_2^2 / 2}{\dot{W}_{mil, g}} \\ &= \frac{(0.50 \text{ kg/s})(12 \text{ m/s})^2 / 2}{50 \text{ W}} \\ &= 0.72 \end{aligned}$$

Bir fanın mekanik verimi, fan çıkışındaki havanın kinetik enerjisinin, fana verilen mekanik güce oranıdır.

Motor:

$$\eta_{\text{motor}} = \frac{\text{Alınan mekanik güç}}{\text{Verilen elektriks el güç}} = \frac{\dot{W}_{\text{mil, } \zeta}}{\dot{W}_{\text{elek, g}}}$$

Jeneratör:

$$\eta_{\text{jeneratör}} = \frac{\text{Alınan elektriks el güç}}{\text{Verilen mekanik güç}} = \frac{\dot{W}_{\text{elek, } \zeta}}{\dot{W}_{\text{mil, g}}}$$

$$\eta_{\text{pompa-motor}} = \eta_{\text{pompa}} \eta_{\text{motor}} = \frac{\dot{W}_{\text{pompa, f}}}{\dot{W}_{\text{elek, g}}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{mek, akışkan}}}{\dot{W}_{\text{elek, g}}}$$

$$\eta_{\text{türbin-jen}} = \eta_{\text{türbin}} \eta_{\text{jeneratör}} = \frac{\dot{W}_{\text{elek, } \zeta}}{\dot{W}_{\text{türbin, } \zeta}} = \frac{\dot{W}_{\text{elek, } \zeta}}{\Delta \dot{E}_{\text{mek, akışkan}}}$$

Türbin-jeneratör birleşiminin toplam verimi, türbin verimi ile jeneratör veriminin çarpımıdır ve elde edilen elektrik enerjisinin akışkanın mekanik enerjisine oranını gösterir.

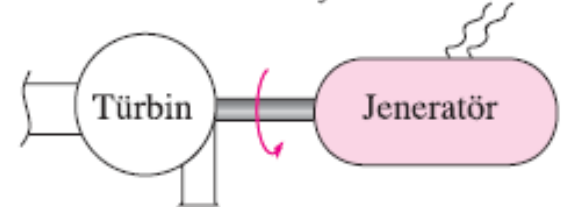
Motor verimi

Jeneratör verimi

Pompa-motor verimi

Türbin-jeneratör verimi

$$\eta_{\text{türbin}} = 0.75 \quad \eta_{\text{jeneratör}} = 0.97$$



$$\begin{aligned} \eta_{\text{türbin-jen}} &= \eta_{\text{türbin}} \eta_{\text{jeneratör}} \\ &= 0.75 \times 0.97 \\ &= 0.73 \end{aligned}$$

ÖRNEK 2-16**Bir Hidrolik Türbin-Jeneratör Grubunun Etkinliği**

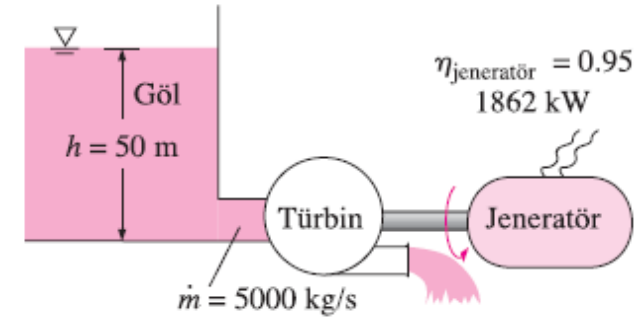
Büyük bir göldeki su, Şekil 2-60'da gösterildiği gibi su derinliğinin 50 m olduğu bir yere bir hidrolik türbin-jeneratör grubu yerleştirmek suretiyle elektrik üretmek için kullanılacaktır. Su, türbine 5000 kg/s kütleli debi ile girmektedir. Üretilen elektrik gücü 1862 kW ve jeneratör verimi yüzde 95 ise (a) türbin-jeneratör grubunun toplam verimini, (b) türbinin mekanik verimini, (c) türbinden jeneratöre verilen mil gücünü hesaplayınız.

Analiz (a) Gölün alt seviyesi referans seviyesi olarak alınabilir. Suyun potansiyel ve kinetik enerjileri sıfırdır ve birim kütle için mekanik enerjideki değişim,

$$e_{\text{mek, g}} - e_{\text{mek, ç}} = gh - 0 = gh = (9.81 \text{ m/s}^2)(50 \text{ m}) \left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right) = 0.491 \text{ kJ/kg}$$

$$|\Delta \dot{E}_{\text{mek, akışkan}}| = \dot{m}(e_{\text{mek, g}} - e_{\text{mek, ç}}) = (5000 \text{ kg/s})(0.491 \text{ kJ/kg}) = 2455 \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{toplam}} = \eta_{\text{türbin-jen}} = \frac{\dot{W}_{\text{elek, ç}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mek, akış.}}|} = \frac{1862 \text{ kW}}{2455 \text{ kW}} = \mathbf{0.76}$$



(b) Toplam verim ve türbin verimi bilindiği için türbin mekanik verimi kolayca hesaplanabilir.

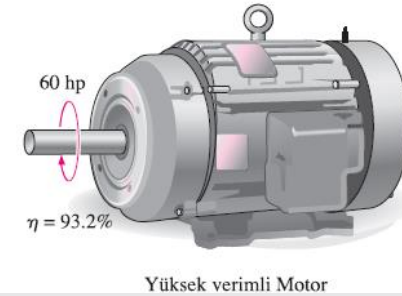
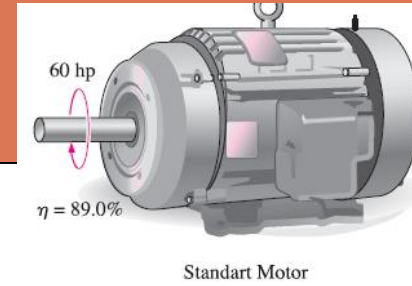
$$\eta_{\text{türbin-jen}} = \eta_{\text{türbin}} \eta_{\text{jeneratör}} \rightarrow \eta_{\text{türbin}} = \frac{\eta_{\text{türbin-jen}}}{\eta_{\text{jeneratör}}} = \frac{0.76}{0.95} = \mathbf{0.80}$$

(c) Mil gücü mekanik verimin tanımından hesaplanabilir.

$$\dot{W}_{\text{mil, ç}} = \eta_{\text{türbin}} |\Delta \dot{E}_{\text{mek, akış.}}| = (0.80)(2455 \text{ kW}) = \mathbf{1964 \text{ kW}}$$

ÖRNEK 2-17 Yüksek Verimli Motorlar ile Maliyet Tasarrufu

Verimi yüzde 89 olan 60 hp gücündeki bir elektrik motorunun eskimesi sonucu yerine verimi yüzde 93.2 olan yüksek-verimli bir motor yerleştirilmiştir (Şekil 2-61). Motor yıl içerisinde tam yüklü olarak 3500 saat çalıştırılmaktadır. Elektriğin birim fiyatını \$0.08 / kW-saat olarak, enerji ve yeni motorun kullanılması ile elde edilecek para tasarrufunu hesaplayınız. Ayrıca eski motorun ve yeni motorun fiyatları sırası ile 4520 ve 5160 dolar ise yatırılan paranın geri kazanım süresi hesaplanacaktır.



$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{elektrik g, standart}} &= \dot{W}_{\text{mil}} / \eta_{\text{st}} = (\text{Hesaplanmış güç}) (\text{Yük faktörü}) / \eta_{\text{st}} \\ \dot{W}_{\text{elektrik g, verimli}} &= \dot{W}_{\text{mil}} / \eta_{\text{verimli}} = (\text{Hesaplanmış güç}) (\text{Yük faktörü}) / \eta_{\text{verimli}} \\ \text{Güç tasarrufu} &= \dot{W}_{\text{elektrik g, standart}} - \dot{W}_{\text{elektrik g, verimli}} \\ &= (\text{Hesaplanmış güç}) (\text{Yük faktörü}) (1/\eta_{\text{st}} - 1/\eta_{\text{verimli}})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Enerji tasarrufu} &= (\text{Güç tasarrufu})(\text{Çalışma saati}) \\ &= (\text{Hesaplanmış güç})(\text{Çalışma saati})(\text{Yük faktörü}) (1/\eta_{\text{st}} - 1/\eta_{\text{ver.}}) \\ &= (60 \text{ hp})(0.7457 \text{ kW/hp})(3500 \text{ saat/yıl})(1)(1/0.89 - 1/0.93.2) \\ &= \mathbf{7929 \text{ kWsaat/yıl}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Maliyet tasarrufu} &= (\text{Enerji tasarrufu})(\text{Enerji birim maliyeti}) \\ &= (7929 \text{ kWsaat/yıl})(0.08\$/\text{kWsaat}) \\ &= \mathbf{634\$/yıl}\end{aligned}$$

olarak bulunur. Ayrıca; kalan ilk yatırım maliyeti = fiyat farkı = 5160 - 4520 = 640 olarak bulunur.

$$\text{Geri ödeme zamanı} = \frac{\text{İlk yatırım maliyeti}}{\text{Yıllık maliyet tasarrufu}} = \frac{\$640}{\$634/\text{yıl}} = \mathbf{1.01 \text{ yıl}}$$

ENERJİ VE ÇEVRE

- Enerjinin bir biçimden diğer biçime dönüşmesi, çevreyi ve farklı yollarla soluduğumuz havayı etkilemektedir. Bu nedenle enerji ile ilgili çalışmalar, çevreye olan etkisi incelenmeden bitirilemez.
- Fosil yakıtlarının yakılması boyunca açığa çıkan kimyasallar **hava kirliliğine**, **asit yağmurlarına**, **küresel ısınmaya** ve **iklim değişikliklerine** neden olmaktadır.
- Çevre kirliliğinin yüksek seviyelere ulaşması; **bitki örtüsü**, **vahsi vasam** ve **insan sağlığı** için tehlikeli duruma geç

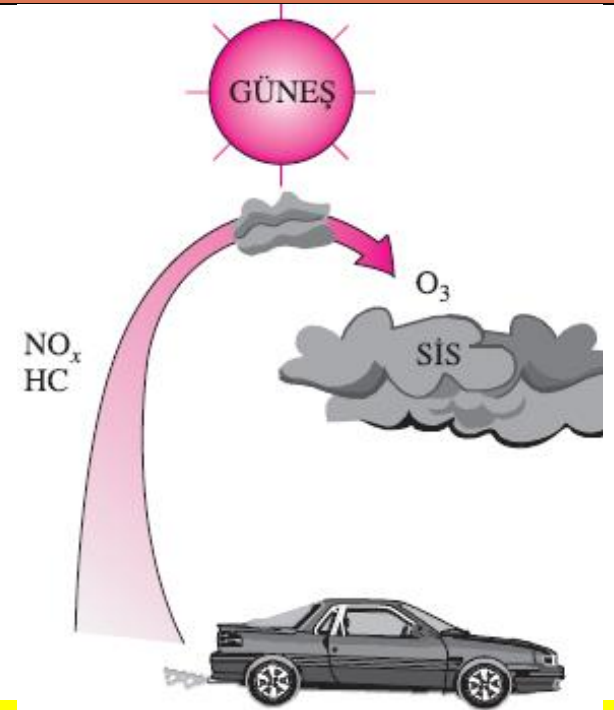


Araç motorları, hava kirliliğinin önemli nedenlerindendir.

Enerji dönüşümleri, genellikle çevre kirliliğini beraberinde getirmektedir.

Ozon ve Dumanlı Sis

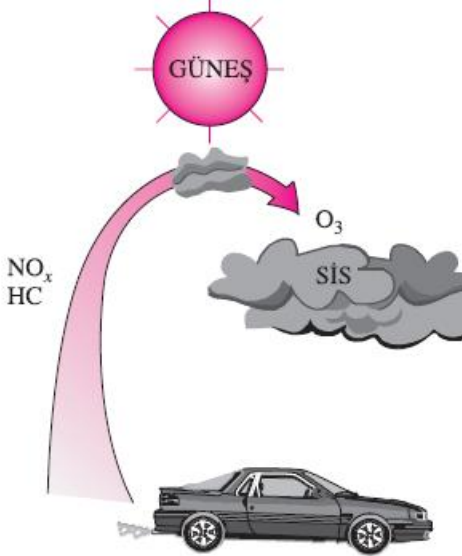
- **Dumanlı sis:** genellikle yer seviyesindeki ozondan (O_3) oluşur, ancak ayrıca, **karbon monoksit** gibi kimyasallardan, kurum gibi küçük zerrelerden, benzen, bütan ve diğer **hidrokarbonlar** gibi uçucu organik bileşenlerden (VOCs) oluşur.
- **Ozon:** Gözler ile akciğerlerde oksijen ile karbondioksitin yer değiştiği bronşları tahriş eder ve bu yumuşak süngerimsi dokuların sertleşmesine neden olur.
- Ayrıca soluma sıklığına, hırıltıya, aşırı yorgunluğa, baş ağrısına, mide bulantısına, astım gibi solunumla ilgili problemlere neden olur.



Kükürt oksit ve nitrik oksidin atmosferdeki gün ışığının fazla olması ile su buharı ve diğer kimyasallarla tepkimeye girmesi ile sülfürik asit ve nitrik asit oluşur.

Ozon ve Dumanlı Sis

- **Dumanlı sis:** genellikle yer seviyesindeki ozondan (O_3) oluşur, ancak ayrıca, **karbon monoksit** gibi kimyasallardan, kurum gibi küçük zerrelerden, benzen, bütan ve diğer **hidrokarbonlar** gibi uçucu organik bileşenlerden (VOCs) oluşur.
- **Ozon:** Gözler ile akciğerlerde oksijen ile karbondioksitin yer değiştiği bronşları tahriş eder ve bu yumuşak süngerimsi dokuların sertleşmesine neden olur.
- Ayrıca soluma sıklığına, hırıltıya, aşırı yorgunluğa, baş ağrısına, mide bulantısına, astım gibi solunumla ilgili problemlere neden olur.

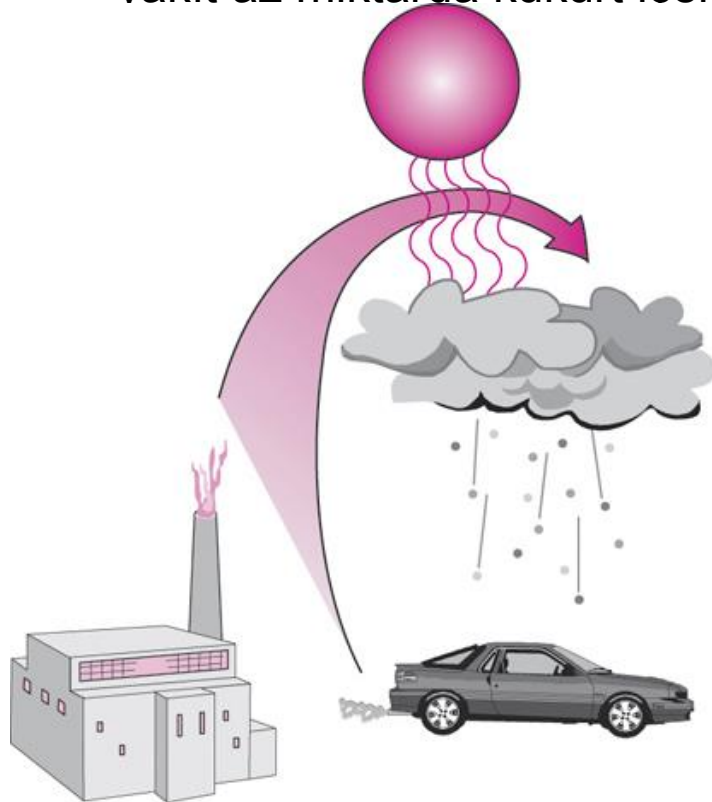


- Sis içerisindeki diğer ciddi kirletici; renksiz, kokusuz ve zehirli bir gaz olan karbon monoksittir.
- Genellikle motorlu araçlardan bırakılırlar.
- Düşük seviyelerde, karbon monoksit beyine giden ve diğer organlar ve kasalardaki oksijen miktarında ve vücut reaksiyonları ile beraber reflekslerde azalmaya ve karar verme gücünde zayıflamaya neden olur.
- Sis ayrıca araçlar ve sanayilerden bırakılan toz ve kurum gibi küçük parçacıklarda içermektedir. Bu maddeler asit ve metal taşıdıkları için göz ve akciğerler için tahriş edicidir.

Kükürt oksit ve nitrik oksidin atmosferdeki gün ışığının fazla olması ile su buharı ve diğer kimyasallarla tepkimeye girmesi ile sülfürik asit ve nitrik asit oluşur.

Asit yağmuru

- Hava kirliliğine sebep olan kükürt dioksit (SO_2), yakıtların içinde bulunan kükürdün oksijen ile tepkimeye girmesi sonucu oluşur .
- Yüksek kükürt oranlı kömür yakan güç santralleri kükürt dioksitin temel edenidir.
- Motorlu araçlarda ayrıca SO_2 emisyonları bırakmaktadır. Çünkü benzin ve dizel vakit az miktarda kükürt içermektedir.



- Kükürt oksit ve nitrik oksidin atmosferdeki gün ışığının fazla olması ile su buharı ve diğer kimyasallarla tepkimeye girmesi ile sülfürik asit ve nitrik asit oluşur
- Oluşan asit çözülmeden bulut ve sis içersindeki su damlalarına asılı olarak kalır.
- Limon suyu gibi asitli olan asit yüklü bu damlalar gökyüzünden yağmur ve kar ile toprağa düşerler. Bu olay **asit yağmuru** olarak bilinmektedir.

Kükürt oksit ve nitrik oksidin atmosferdeki gün ışığının fazla olması ile su buharı ve diğer kimyasallarla tepkimeye girmesi ile sülfürik asit ve nitrik asit oluşur.

Sera Etkisi Küresel Isınma ve İklim Değişikliği



• **Sera etkisi:** Bunun nedeni belli bir kalınlıktaki camın ışınımın yüzde 90'ını görülebilir aralıkta geçirmesi ve pratik olarak uzun dalga boyundaki kızılötesi ışıkları geçirmez olmasıdır. Bu nedenle cam, güneş ışınımı geçişini sağlamakta ancak iç yüzeylerin kızıl ötesi ışınım emmesini engellemektedir. Bunun sonucu olarak enerjinin artması ile iç sıcaklık artmaktadır. Güneş enerjisinin soğrulması ile gün boyunca yeryüzü ısınmakta ve gece boyunca soğrulan enerjinin, kızılötesi ışınım şeklinde derin boşluklara gönderilmesinden dolayı soğuma meydana gelmektedir.

• **Karbon dioksit (CO₂),** Karbon dioksit (CO₂), su buharı, metan ve azot oksit gibi diğer gazların bir kısmı battaniye gibi davranırlar. Böylece yeryüzünden ısı ışınımını engelleyerek gece dünyanın ılık kalmasını sağlarlar.

• Bunun için temel bileşeni CO₂ olan bu gazlar sera gazları olarak adlandırılırlar.

• CO₂ kömür, yağ gibi fosilleşmiş yakıtların ve doğal gazın yakılması ile üretilir.

Yeryüzündeki sera etkisi.

- **1995 raporu:** Dünyadaki iklim bilimcileri geçen yüzyıl boyunca dünyadaki sıcaklık artışının yaklaşık **0.5 °C** olduğunu belirtmişler ve **2100** yılına kadar bu artışın **2 °C** civarında olacağı tahmin edilmektedir.
- İklimlerdeki değişikliklerle beraber fırtına ve şiddetli yağmurların, su baskınlarının ve kuraklıkların meydana gelmesi, kutuplardaki buzların erimesi ile denizlerdeki su seviyelerinin yükselmesi, sulak alanların su kaynaklarının azalması, bazı hayvan türlerinin azalması ile ekolojik sistemin değişmesi, salgın hastalıkların artması, insan sağlığını tehdit etmesi ve bazı bölgelerdeki sosyoekonomik koşulların değişmesi gibi korkutucu etkileri örnek olarak verilebilir.
- Bu nedenle **yenilenebilir enerji kaynaklarının** dünyanın daha yaşanır bir yer olması için dünya genelinde kullanımı teşvik edilmelidir.



Ortalama bir araç her yıl kendi ağırlığının üzerinde miktar CO₂ üretmektedir (yılda 12000 mil yol giden araç, 600 galon benzin yakmakta ve her galon için 20 lbm CO₂ üretmektedir).



Rüzgar gibi **yenilenebilir enerji** sera gazları ve kirlenici madde bırakmadığından “**yeşil enerji**” olarak adlandırılır.

Özet

- Enerjinin formları
 - **Macrokobik = kinetik + potansiyel**
 - **Microskobic = İç enerji(duyulur + gizli + kimyasal + nükleer)**
- Isı ile enerji geçişi
- İş ile enerji geçişi
- Işın mekanik biçimleri
- Termodinamiğin birinci yasası
 - **Enerjinin korunumu**
 - **Sistemdeki enerji değişimi**
 - **Enerji geçişinin gerçekleşme yolları** (ısı, iş, kütle akışı)
- Enerji dönüşüm verimleri
 - **Mekanik ve elektrikli cihazların verimi** (türbinler , pompalar)
- Enerji ve çevre
 - **Ozon ve dumanlı sis**
 - **Asit yağmuru**
 - **Sera etkisi: Küresel ısınma**

Bölüm 3

SAF MADDENİN ÖZELLİKLERİ

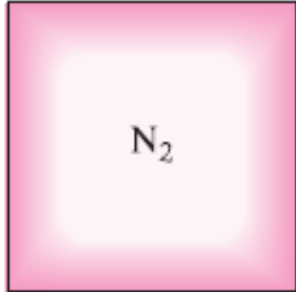
<http://public.cumhuriyet.edu.tr/alipinarbasi/>

Amaçlar

- Saf madde kavramının tanıtılması
- Faz değişimi işleminin fizik ilkelerinin incelenmesi
- Saf maddenin P - v - T yüzeylerinin ve P - v , T - v ve P - T özellik diyagramlarının gösterimi
- Özellik veri tablolarından saf maddenin termodinamik özelliklerin belirlenmesi için izlenecek yolun gösterimi.
- Sanal bir madde olarak mükemmel gaz ve mükemmel gaz hal denkleminin tanımını yapmak
- Özgün problemlerin mükemmel gaz hal denklemi ile çözümünün uygulanması
- Gerçek gazların mükemmel gaz davranışından farklılığının bir ölçüsü olan sıkıştırılabilirlik çarpanı tanımlanması
- Yaygın olarak bilinen diğer hal denklemlerinin verilmesi.

SAF MADDE

- **Saf madde:** Her noktasında aynı ve değişmeyen bir kimyasal bileşime sahip olan maddeye denir.
- Hava değişik gazlardan oluşan bir karışımdır, kimyasal bileşiminin her noktada aynı ve değişmez olmasından dolayı **saf maddedir**.



Azot ve gaz halindeki hava saf maddelerdir



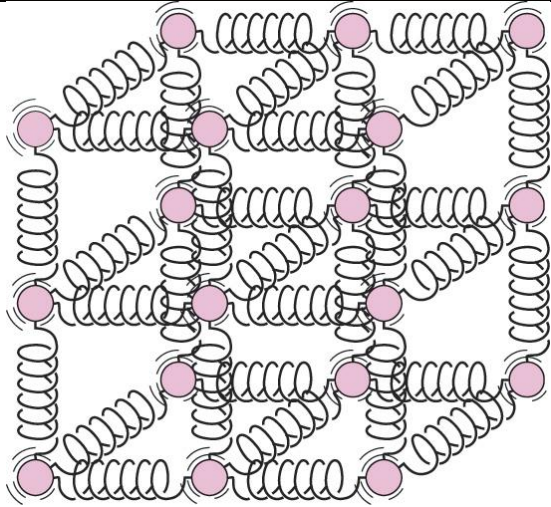
(a) H₂O



b) HAVA

Sıvı-buhar karışımı su saf bir maddedir, ama sıvı ve gaz havanın karışımı saf bir madde değildir

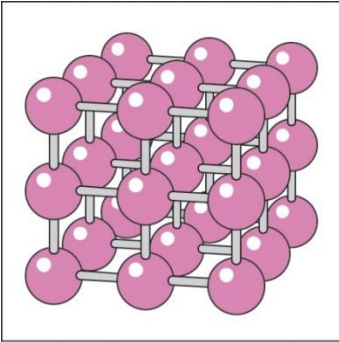
SAF MADDENİN FAZLARI



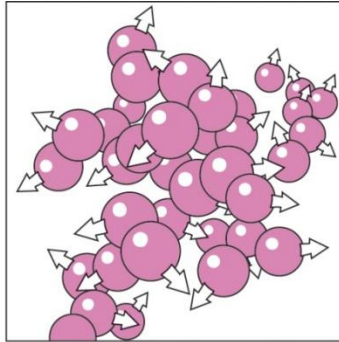
Katı bir cismi oluşturan moleküller, yay benzeri moleküller arası kuvvetlerle yerlerinde tutulurlar



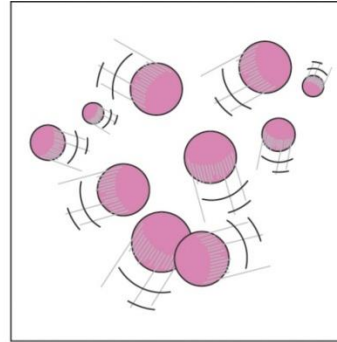
Bir katıda, moleküller arasındaki itici ve çekici güçler, molekülleri nispeten birbirinden aynı uzaklıklarda tutma eğilimindedirler .



(a)



(b)



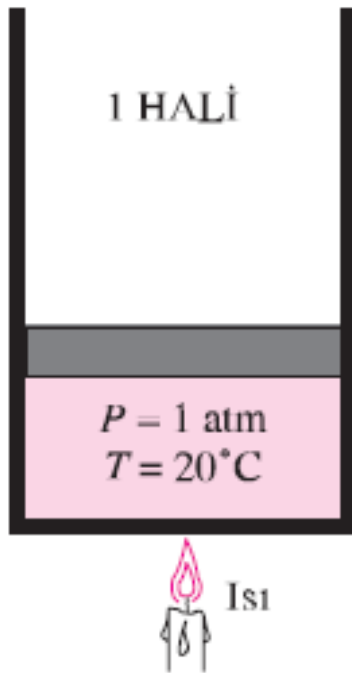
(c)

Atomların farklı fazlardaki düzenleri: (a) bir katıdaki moleküller nispeten sabittir, (b) sıvı fazda molekül grupları birbirleri etrafında hareket ederler ve (c) gaz fazında moleküller rastgele hareket ederler.

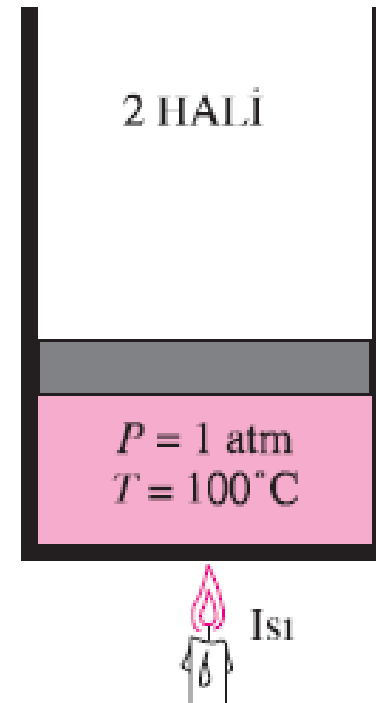
SAF MADDELERİN FAZ DEĞİŞİM İŞLEMLERİ

■ **Sıkıştırılmış sıvı (soğutulmuş sıvı):** Henüz buharlaşma aşamasına gelmediği bir durumdur.

■ **Doymuş sıvı:** Buharlaşma başlangıcı olan hale denir.

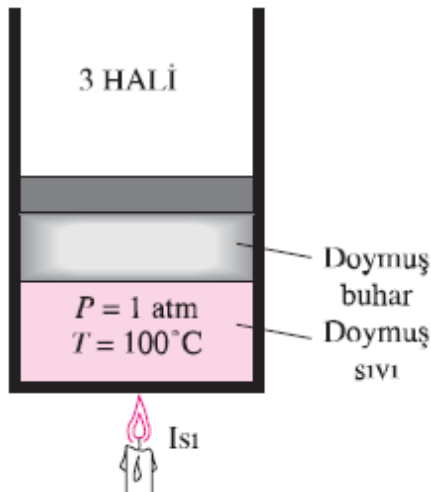


1 atm basınçta ve 20°C sıcaklıkta su sıvı fazındadır (*sıkıştırılmış sıvı*)

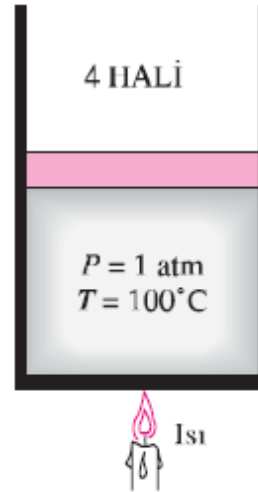


1 atm basınçta ve 100°C sıcaklıkta su buharlaşma başlangıcındadır (*Doymuş sıvı*)

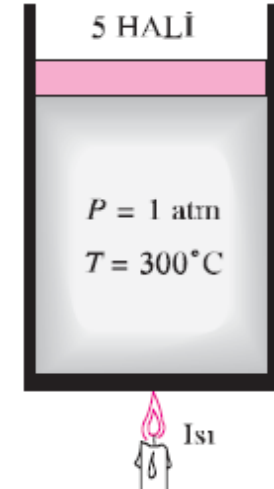
- **Doymuş buhar:** Yoğuşmanın sınırında olan buhardır.
- **Doymuş sıvı-buhar karışımı:** Bu durumda sıvı ve buhar fazları bir arada ve dengede bulunur.
- **Kızgın buhar:** Yoğuşma sınırında olmayan (yani doymuş buhar gibi değil) buhara denir.



Daha fazla ısı transfer edildiğinde doymuş sıvının bir bölümü buharlaşır. (*doymuş sıvı-buhar karışımı*)

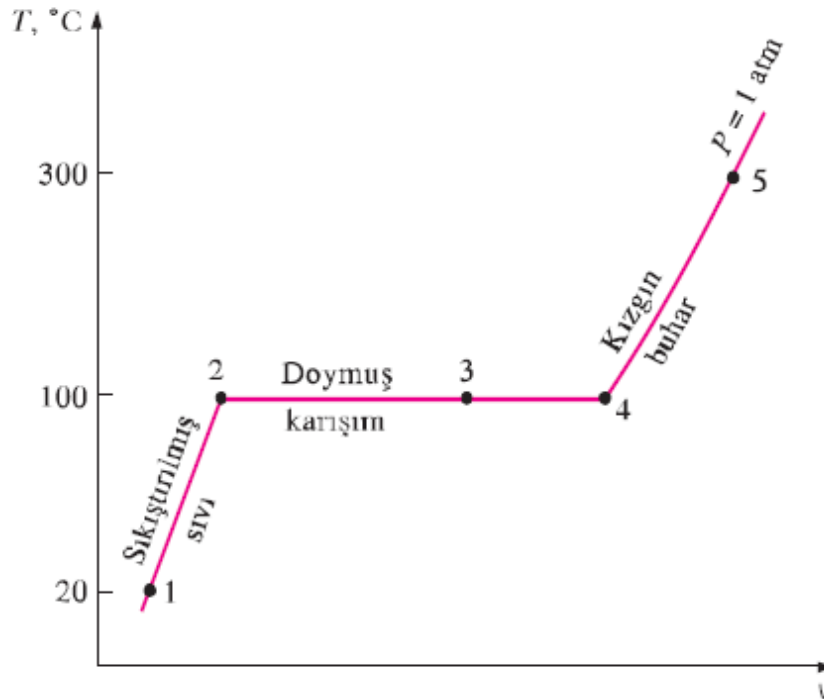


1 atm basınçta sıvının son damlası da buharlaşıncaya kadar sıcaklık 100 °C'de sabit kalır. (*doymuş buhar*)



Daha fazla ısı transfer edildiğinde buharın sıcaklığı artmaya başlar. (*kızgın buhar*)

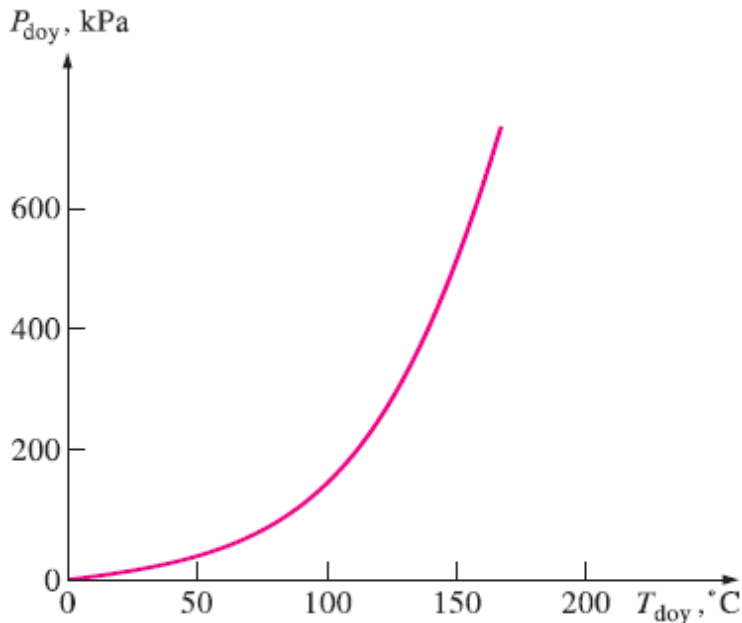
Burada, izah edilen hal değişiminin tamamı bu kez **su sabit basınçta soğutularak tersine çevrilirse**, su benzer bir yol izleyerek, başka bir deyişle **aynı hallerden geçerek**, yeniden **1 haline** dönecektir. Bu hal değişimi sırasında **açığa çıkan ısınnın miktarı**, ısıtma işlemi sırasında **eklenen ısınnın** miktarına tamamen eşit olacaktır.



Sabit basınçta suyun ısıtılmasının T-v diyagramında gösterimi

Doyma Sıcaklığı ve Doyma Basıncı

- Suyun kaynamaya başladığı sıcaklık **basınca bağlıdır**, bu nedenle sabitlenmiş bir basınçta kaynama sıcaklığı da belirli bir değere sahiptir.
- Su **1 atm basınçta 100 °C** de kaynar
- **Doyma sıcaklığı [T_{doyma}]**: Verilen bir basınçta saf maddenin faz değişimlerine başladığı sıcaklıktır.
- **Doyma basıncı [P_{doyma}]**: Verilen bir sıcaklıkta, saf maddenin faz değişimlerine başladığı basınçtır.



Saf bir maddenin sıvı-buhar doyma eğrisi (sayısal değerler su için verilmiştir).

TABLO 3-1

Farklı sıcaklıklarda suyun donma (kaynama) basıncı

Sıcaklık, $T, ^\circ\text{C}$	Doyma basıncı, $P_{\text{sat}}, \text{kPa}$
-10	0.26
-5	0.40
0	0.61
5	0.87
10	1.23
15	1.71
20	2.34
25	3.17
30	4.25
40	7.39
50	12.35
100	101.4
150	476.2
200	1555
250	3976
300	8588

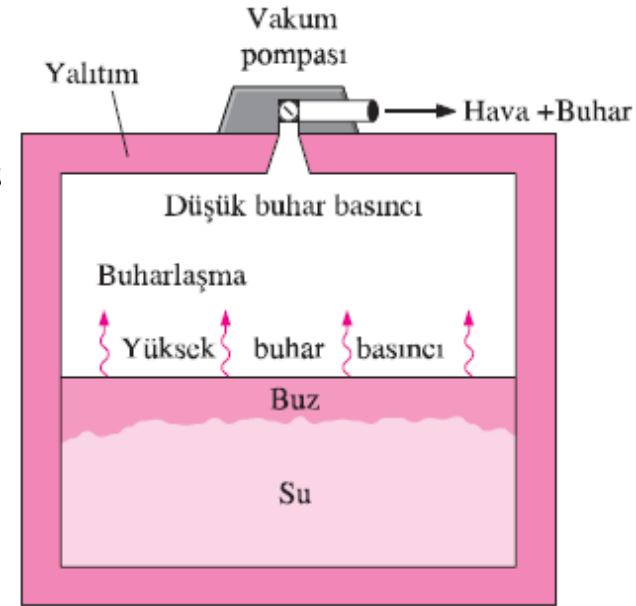
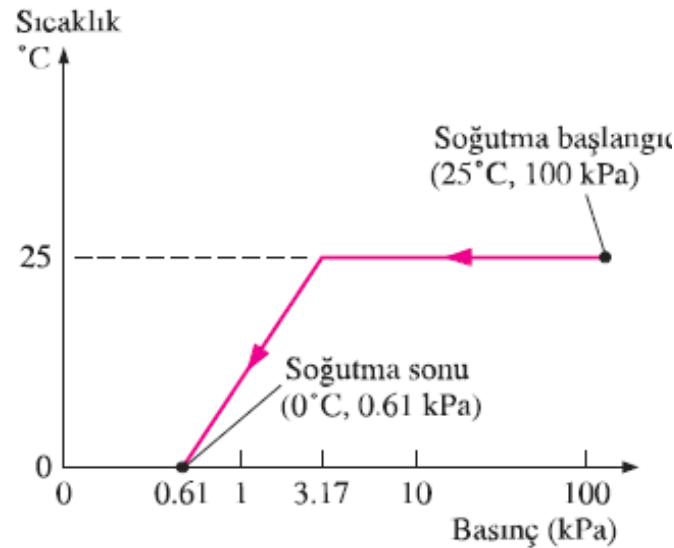
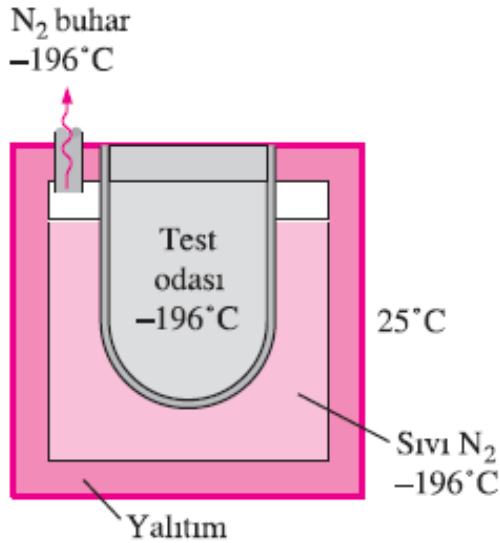
- **Gizli ısı:** Faz değişimi süreci boyunca alınan veya verilen enerjinin miktarı.
- **Gizli füzyon ısı:** erime süresince emilen enerjinin miktarına denir ve **donma süresince** ortama verilen enerjiye eşittir.
- **Gizli buharlaşma ısı:** Buharlaşma süresince çekilen enerjiye gizli buharlaşma ısı denir ve **yoğunlaşma sırasında açığa çıkan** enerjiye eşittir.
- Gizli ısıнын büyüklüğü faz değişimlerinin olduğu **sıcaklığa veya basınca** bağlıdır.
- 1 atm basınçta **suyun gizli füzyon ısı 333.7 kJ/kg** ve **gizli buharlaşmanın ısı 2256.5 kJ/kg** dır.
- Atmosfer basıncı ve dolayısıyla suyun kaynama sıcaklığı **yükseklikle azalır**.

TABLO 3–2

Standart atmosfer basıncının ve suyun kaynama (doyma) sıcaklığının yükseklikle değişimi

Yükseklik, m	Atmosfer basıncı, kPa	Kaynama sıcaklığı °C
0	101.33	100.0
1,000	89.55	96.5
2,000	79.50	93.3
5,000	54.05	83.3
10,000	26.50	66.3
20,000	5.53	34.7

T_{doyma} ve P_{doyma} Bağımlılığının Bazı Sonuçları



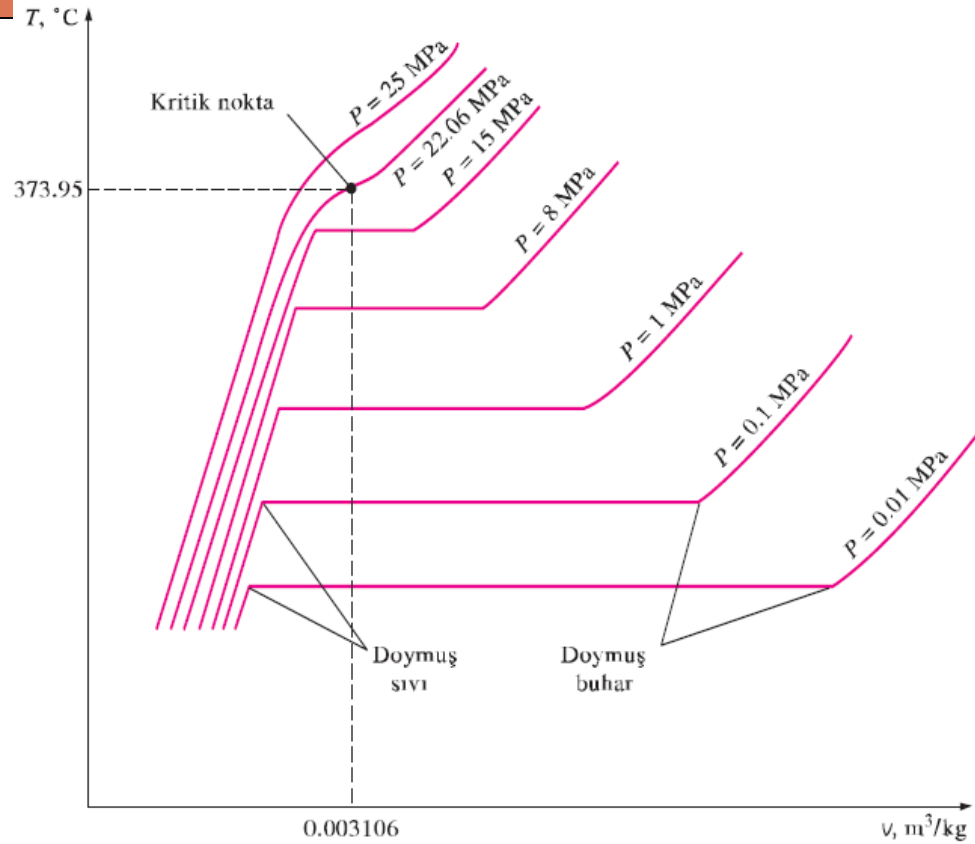
Atmosfere maruz kalan sıvı azotun sıcaklığı **-196 °C**'de **sabit kalır** ve böylece test odasının sıcaklığı da **-196 °C** olarak kalır.

25 °C'den 0 °C'ye vakumlu soğutma süresince sebze ve meyvelerin basınçla sıcaklık değişimleri

1775 yılında Su tankındaki hava boşluğu boşaltılarak **buz elde edildi**.

FAZ DEĞİŞİMİ İŞLEMLERİ İÇİN ÖZELİK DİYAGRAMLARI

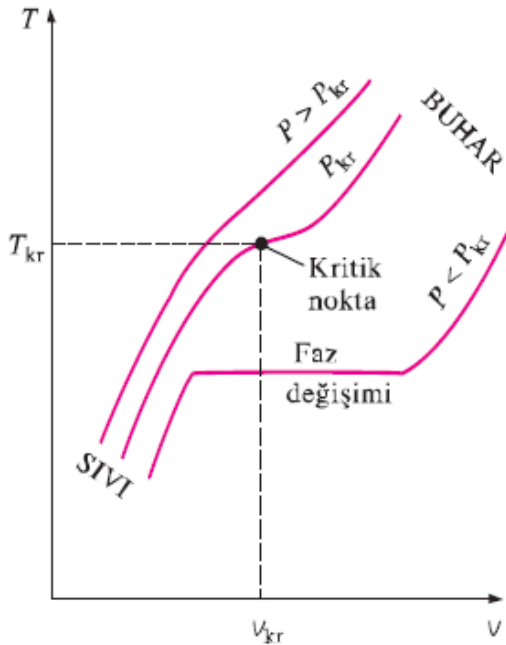
Özelik diyagramlarının kullanılması faz değişiminin gerçekleştiği hal değişimleri sırasında, özelliklerin nasıl değiştiğini anlamak ve izlemek bakımından çok yararlıdır. Bir sonraki kısımda saf madde için **T-v**, **P-v**, ve **P-T** diyagramları geliştirilmiş ve açıklanmıştır.



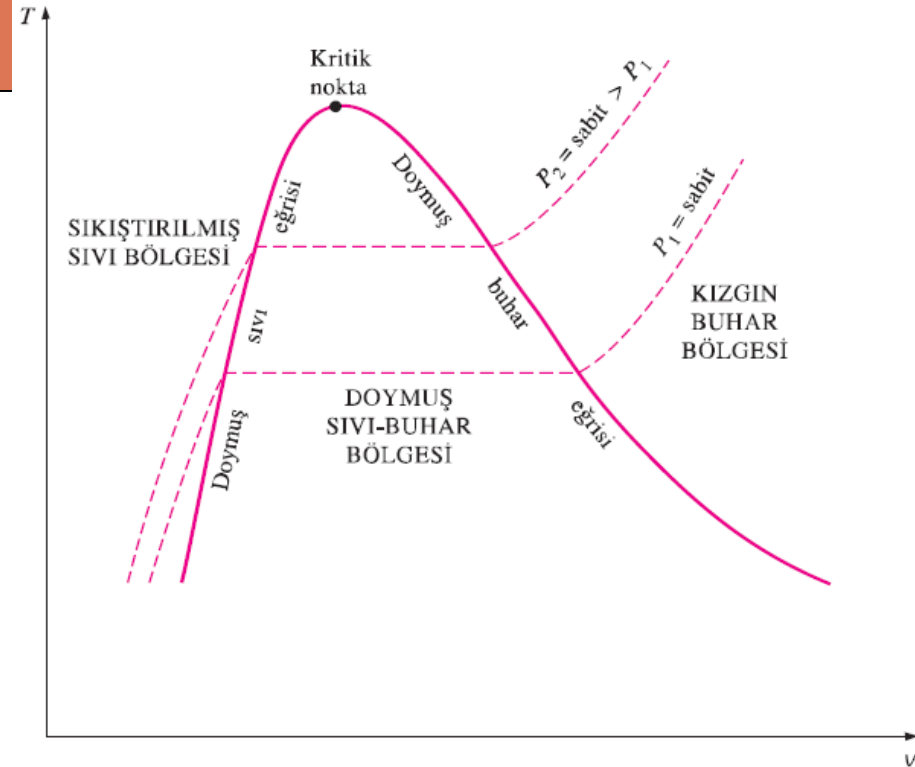
Değişik basınçlarda, saf bir maddenin sabit basınçta faz değişim eğrilerinin T-v diyagramında gösterimi (*Sayısal değerler su içindir*).

Saf bir maddenin T-v diyagramı

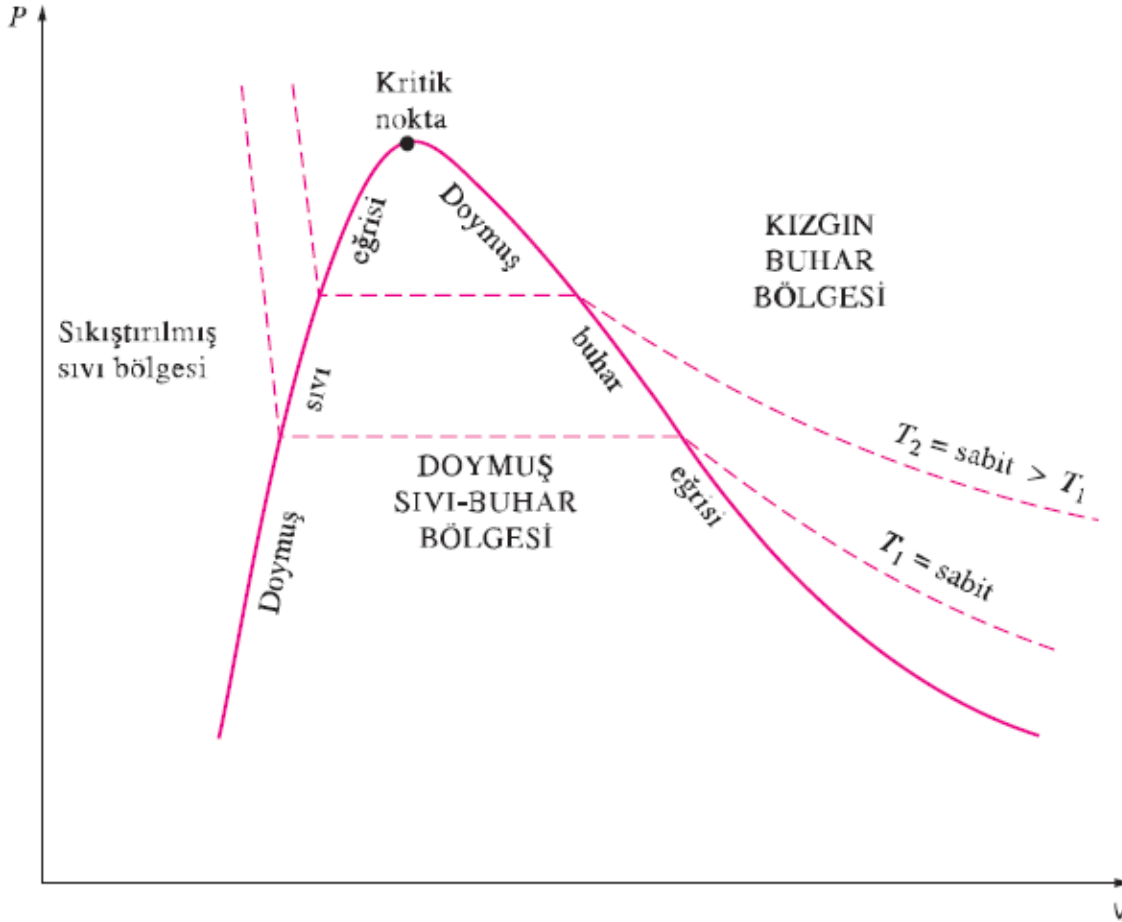
- Doymuş sıvı çizgisi
- Doymuş buhar çizgisi
- Sıkıştırılmış sıvı çizgisi
- Kızgın buhar bölgesi
- Sıkıştırılmış sıvı-buhar karışım bölgesi (ıslak buhar)



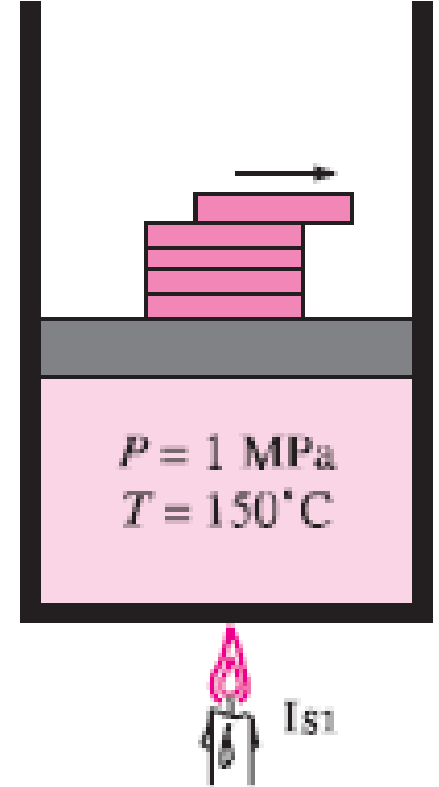
Kritik nokta-
nın üzerindeki
basınçlarda
($P > P_{kr}$), farklı
bir faz değişim
(kaynama)
süreci yoktur.



Kritik nokta: Doymuş sıvıyla doymuş buhar hallerinin aynı olduğu hal.



Saf bir maddenin P - v diyagramı

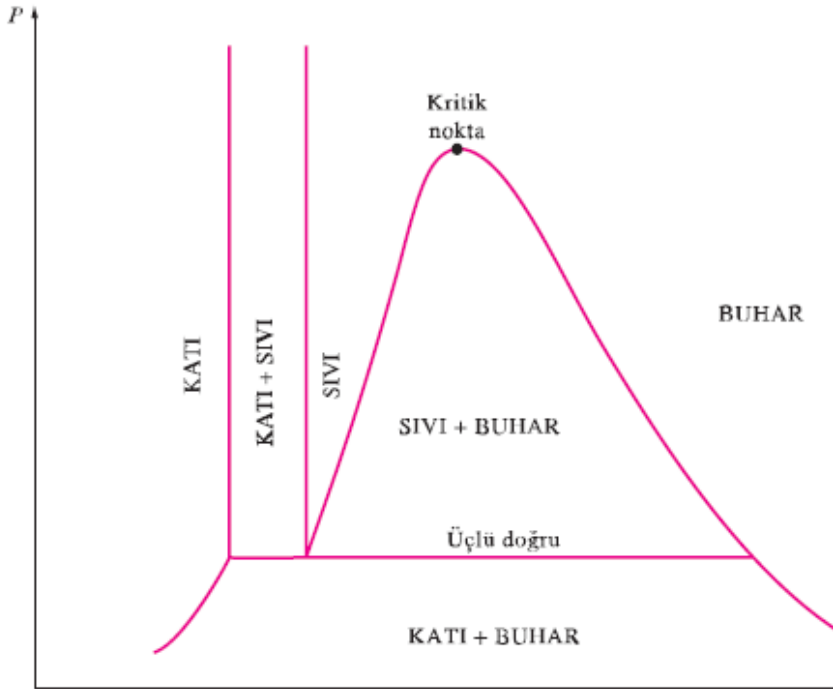


Bir piston silindir düzeneğindeki basınç, pistonun ağırlığı azaltılarak düşürülebilir.

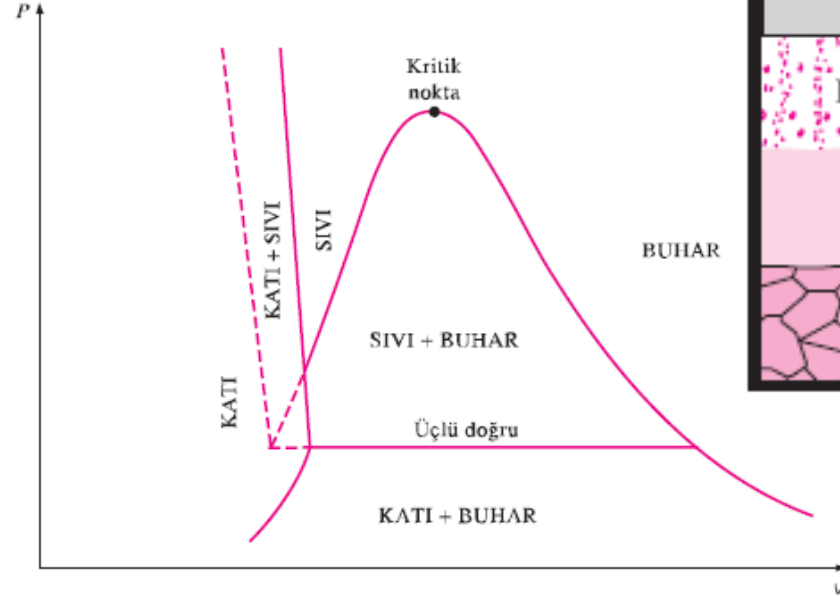
Diyagramların Katı Fazıyla Beraber Genişletilmesi

Bir madde üçlü nokta
basınç ve sıcaklığında
üç fazı denge duru-
munda bulunur.

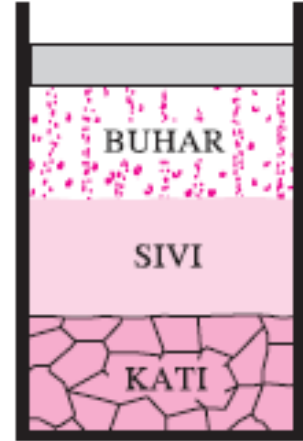
Su için,
 $T_{tp} = 0.01^{\circ}\text{C}$
 $P_{tp} = 0.6117 \text{ kPa}$



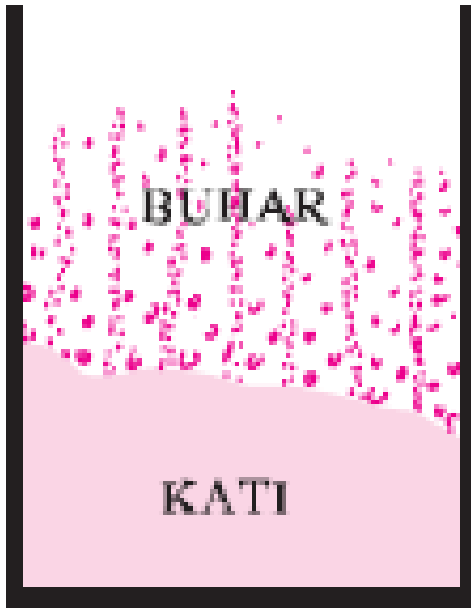
Donarken hacmi küçülen bir
maddenin P-v diyagramı



Donarken genişleyen (su gibi)
bir maddenin P-v diyagramı

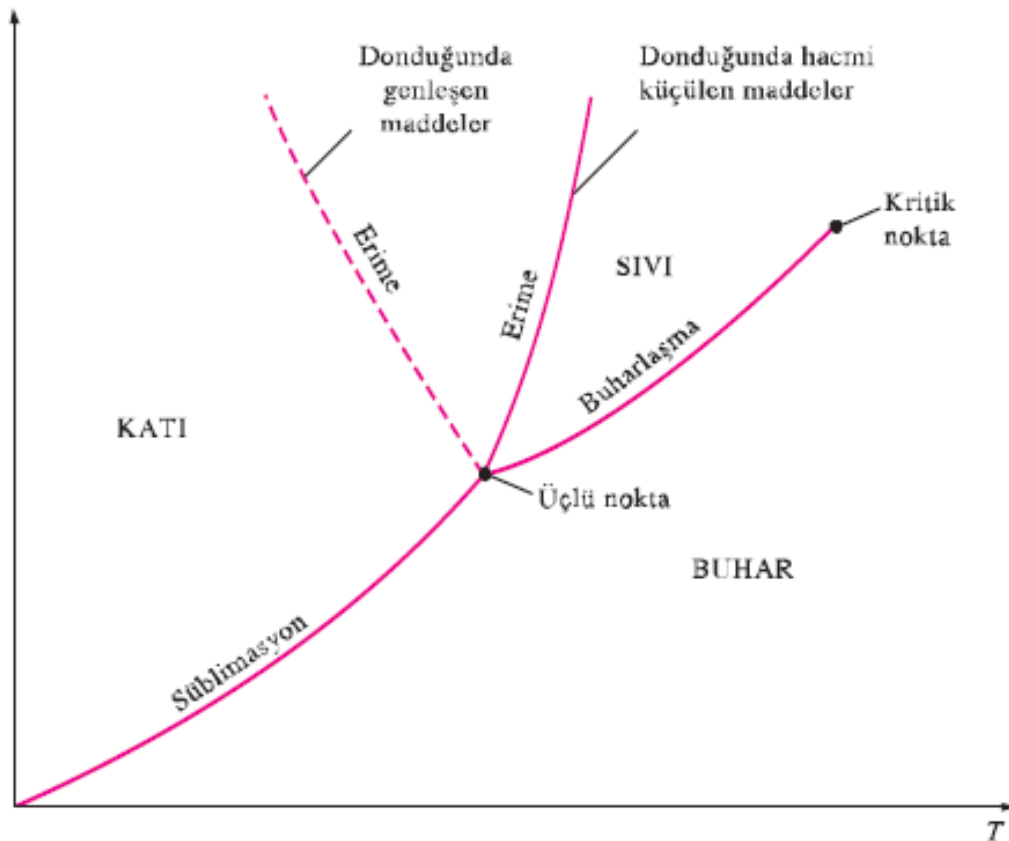


Süblimasyon: Katı fazından doğrudan buhar fazına geçiş



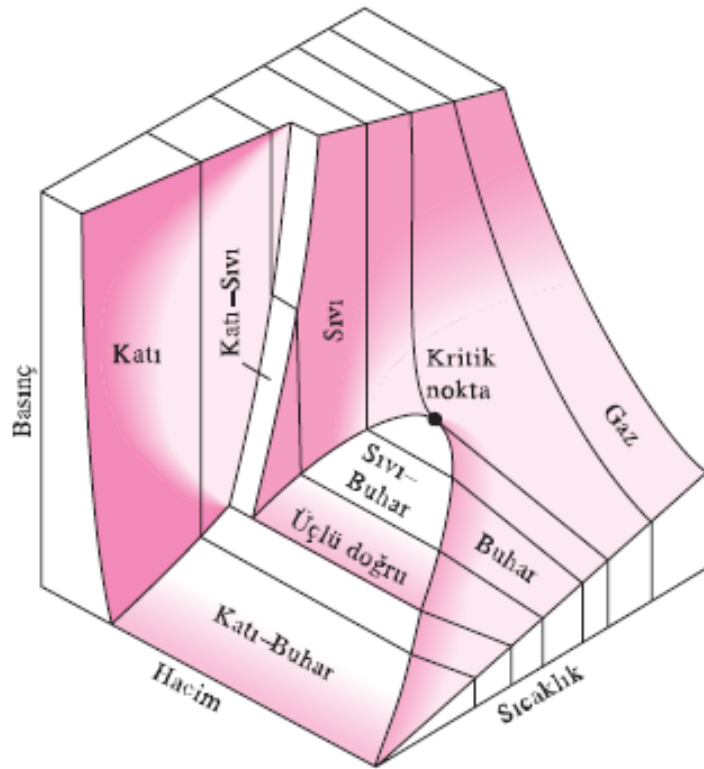
Düşük basınçlarda (*üçlü nokta basıncının altında*) katılar sıvı fazından geçmeden buharlaşır (*süblimasyon*)

Faz Diyagramı

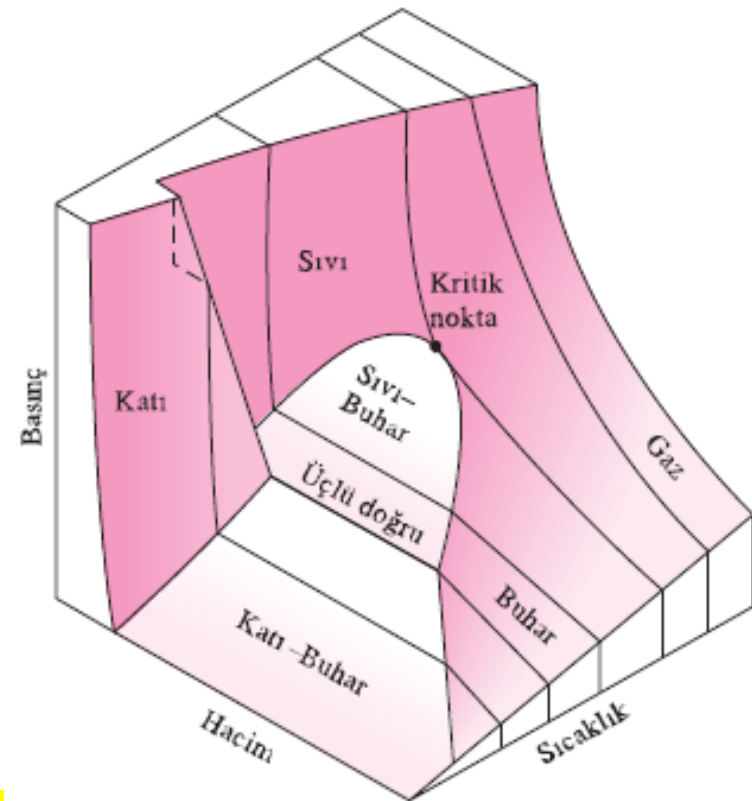


Saf maddelerin *P-T* diyagramı

P-v-T yüzeyleri bir bakışta büyük miktarda bilgi sağlar, fakat termodinamik analizlerde **P-v** ve **T-v** diyagramlarıyla çalışmak çok daha uygundur.



Donarken hacmi küçülen
bir maddenin P-v-T yüzeyi



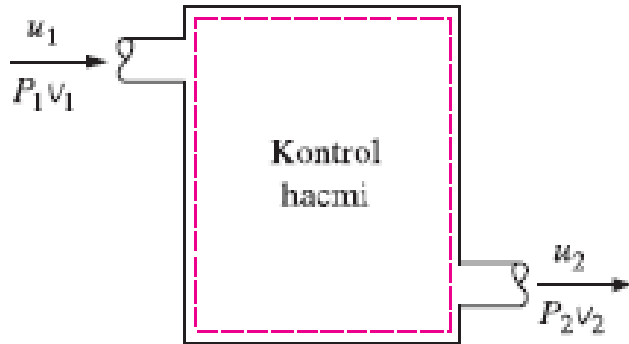
Donarken genişleyen (su gibi)
bir maddenin P-v-T yüzeyi

ÖZELİK TABLOLARI

- Birçok madde için termodinamik özellikler arasındaki ilişkileri, basit denklemlerle ifade edilemeyecek kadar **karmaşıktır**.
- Bu nedenle özellikler genellikle **tablolar** aracılığıyla verilir.
- Bazı termodinamik özellikler kolaylıkla **ölçülebilir**, fakat bazıları da **doğrudan ölçülemez**. Bu özellikler, ölçülebilen özelliklerle aralarındaki ilişkiyi veren **bağıntılardan hesaplanır**.
- Ölçümler ve daha sonra bunlara dayanarak yapılan hesaplar kolaylıkla kullanılabilecek **tablolarla** sunulur.

Entalpi- Bir Karma Özellik

$$H = U + PV \quad (\text{kJ}) \quad h = u + Pv \quad (\text{kJ/kg})$$



$u + Pv$ 'nin kombinasyonuna, kontrol hacimlerinin çözümlemesinde sıklıkla karşılaşılır.

$$\begin{aligned} \text{kPa} \cdot \text{m}^3 &\equiv \text{kJ} \\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} &\equiv \text{kJ/kg} \\ \text{bar} \cdot \text{m}^3 &\equiv 100 \text{ kJ} \\ \text{MPa} \cdot \text{m}^3 &\equiv 1000 \text{ kJ} \\ \text{psi} \cdot \text{ft}^3 &\equiv 0.18505 \text{ Btu} \end{aligned}$$

Basınç x Hacim çarpımı enerji birimini verir.

Doymuş Sıvı ve Doymuş Buhar Halleri

- **Tablo A-4: Suyun doymuş sıvı ve doymuş buhar özellikleri doyma sıcaklığına göre.** [TABLO A-4](#)
- **Tablo A-5: Suyun doymuş sıvı ve doymuş buhar özellikleri doyma basıncına göre.** [TABLO A-5](#)

Tablo A-4'ün bir bölümü

Sıcak. °C T	Doy. basınç kPa P_{doy}	Özgül hacim m^3/kg	
		doy. sıvı v_f	doy. buhar v_g
85	57.868	0.001032	2.8261
90	70.183	0.001036	2.3593
95	84.609	0.001040	1.9808

Özgül sıcaklık

Karşı gelen doyma basıncı

Doymuş sıvının özgül hacmi

Doymuş buharın özgül hacmi

v_f = doymuş sıvının özgül hacmi

v_g = doymuş buharın özgül hacmi

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

Buharlaşma entalpisi, h_{fg}

(Buharlaşma gizli ısı): verilen bir basınç veya sıcaklıkta doymuş sıvının birim kütlesini buharlaştırmak için gereken enerjidir.

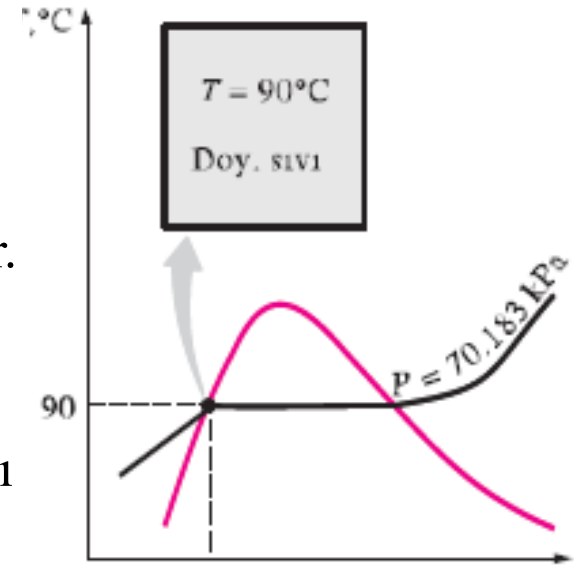
Örnekler: Genel çizimler ile $T-v$ ve $P-v$ diyagramları

Örnek 3.1 Bir kap içerisinde Doymuş Sıvı Basıncı

Sabit hacimli bir kaptaki 90°C sıcaklıkta 50 kg doymuş sıvı su bulunmaktadır. Kap içerisindeki basıncı ve kabın hacmini hesaplayınız.

Çözüm: Sabit hacimli kaptaki doymuş sıvı su bulunmaktadır. Kabın basınç ve hacminin hesaplanması istenmektedir.

Analiz: Doymuş sıvı suyun hali, Şekil 3-31 'de $T-v$ diyagramında gösterilmiştir. Kap içerisinde su, doymuş sıvı olduğu için basınç, 90°C sıcaklıktaki doyma basıncı



$$P = P_{\text{doy}@90^\circ\text{C}} = 70,183\text{ kPa} \quad (\text{Tablo A-4})$$

$$90^\circ\text{C} \text{ deki doymuş sıvının özgül hacmi; } v = v_{f@90^\circ\text{C}} = 0,001036\text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{Tablo A-4})$$

olduğundan kabın toplam hacmi ise;

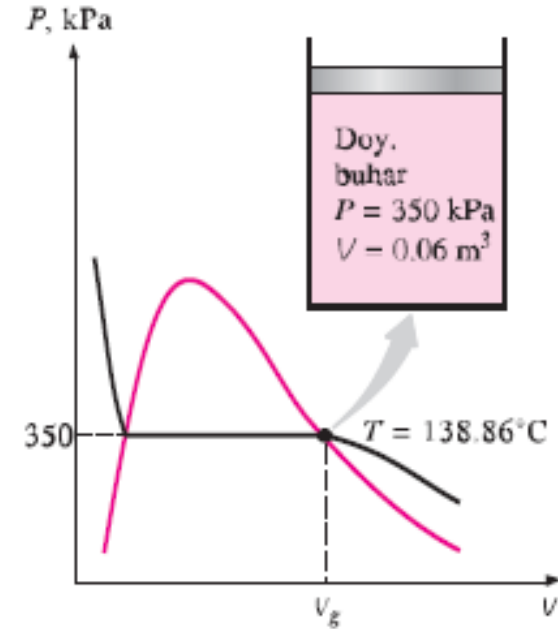
$$v = m \cdot v_{f@90^\circ\text{C}} = (50\text{ kg}) \times (0,001036\text{ m}^3/\text{kg}) = 0,0518\text{ m}^3$$

Örnek 3.2 Bir Silindir İçerisinde Doymuş Buhar Sıcaklığı

Bir piston-silindir düzeneğinde 350 kPa basınçta 0,06 m³ doymuş su buharı bulunmaktadır. Silindir içerisindeki su buharının sıcaklığını ve kütlesini hesaplayınız.

Cözüm: Silindirde doymuş su buharı bulunmaktadır. Buharın sıcaklığının ve kütlesinin hesaplanması istenmektedir.

Analiz: Doymuş su buharının hali, Şekil 3-32 'de P-v diyagramında gösterilmiştir. Silindir içerisinde 350 kPa basınçta doymuş su buharı bulunduğu için, sıcaklık bu basınçtaki doyma sıcaklığıdır;



$$T = T_{\text{doy@ 350 kPa}} = 138,86 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (\text{Tablo A-5})$$

Doymuş buharın 350 kPa basınçtaki özgül hacmi;

$$v = v_{g@350 \text{ kPa}} = 0,52422 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{Tablo A-5})$$

$$\text{Silindirdeki buharın kütlesi; } m = V/v_{g@350 \text{ kPa}} = (0,06 \text{ m}^3) / (0,52422 \text{ m}^3/\text{kg}) = 0,114 \text{ kg}$$

Örnek 3.3 Buharlaşıma Süresince Hacim ve Enerji Değişimi

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

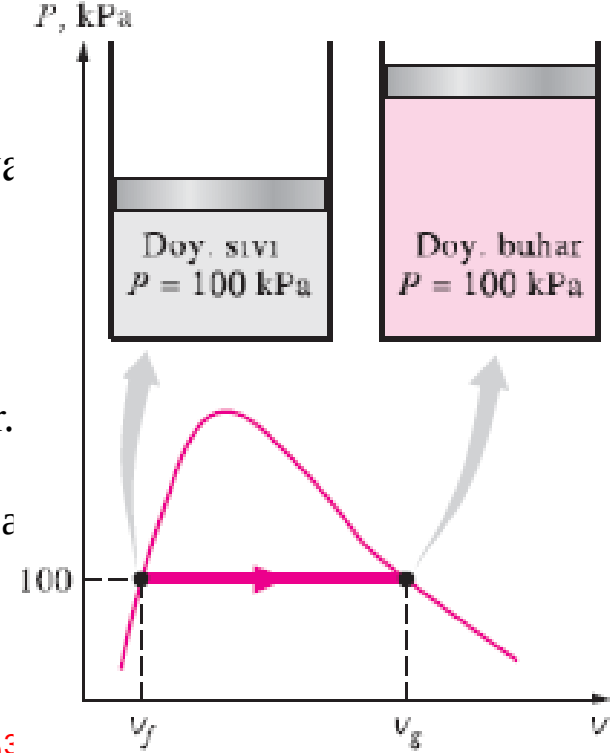
Çözüm: Doymuş sıvı su, sabit basınçta buharlaşır. Eklenen enerji ve hacim değişiminin hesaplanması istenmektedir.

Analiz: (a) Hal değişimi, Şekil 3-33 'de P-v diyagramında gösterilmiştir. Buharlaşıma 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 değerlerinin [Tablo A-5](#) kullanılarak hesaplanır.

$$V_{fg} = V_g - V_f = 1,6941 - 0,001043 = 1,6931 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Böylece, } \Delta V = m \cdot V_{fg} = (0,2 \text{ kg}) \times (1,6931 \text{ m}^3/\text{kg}) = 0,3386 \text{ m}^3$$

(b) Bir maddenin birim kütlesini sabit basınçta buharlaştırmak için gerekli enerji, o basınçtaki buharlaşma entalpisidir. 100 kPa basınçtaki h_{fg} değeri [Tablo A-5](#) 'te 2257,5 kJ/kg olarak verilmiştir. Bu nedenle suya verilen enerji; $m \cdot h_{fg} = (0,2 \text{ kg}) \times (2257,5 \text{ kJ/kg}) = 451,5 \text{ kJ}$



Doymuş Sıvı-Buhar Karışımı

Kuruluk derecesi, x : Karışımındaki **sıvı ve buhar** fazlarının oranı.

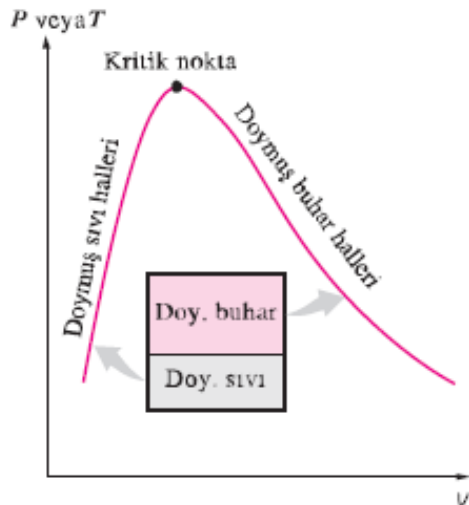
Değeri her zaman 0 ile 1 arasındadır. Doymuş sıvı halinde 0.

Doymuş buhar halinde 1' dir.

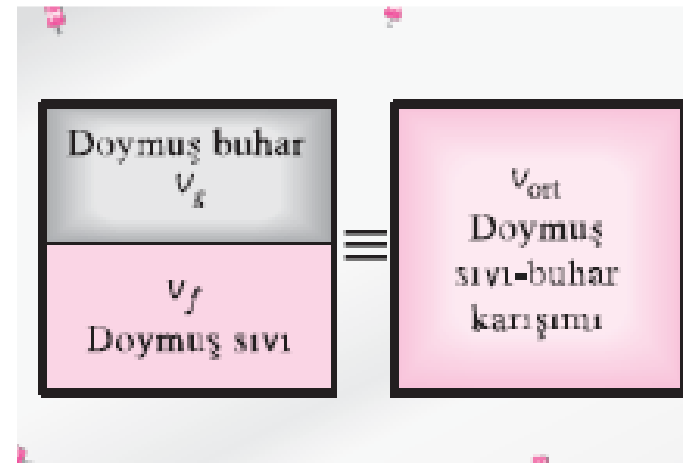
Doymuş sıvının özelliklerinin, **tek başına** da olsa, doymuş buharla bir **karışım** içinde de olsa değişmediği vurgulanmalıdır.

$$x = \frac{m_{\text{buhar}}}{m_{\text{toplam}}} \quad m_{\text{toplam}} = m_{\text{sıvı}} + m_{\text{buhar}} = m_f + m_g$$

Sıcaklık ve Basınç, karışımın özelliğine bağlıdır.



Doymuş bir karışımındaki sıvı ve buhar miktarları, kuruluk derecesiyle, x , gösterilir.



İki fazlı bir sistem uygunluk için homojen bir karışım gibi davranabilir.

$$v_{\text{ort}} = v_f + x v_{fg} \quad (\text{m}^3/\text{kg})$$

$$x = \frac{v_{\text{ort}} - v_f}{v_{fg}} \quad u_{\text{ort}} = u_f + x u_{fg} \quad (\text{kJ/kg})$$

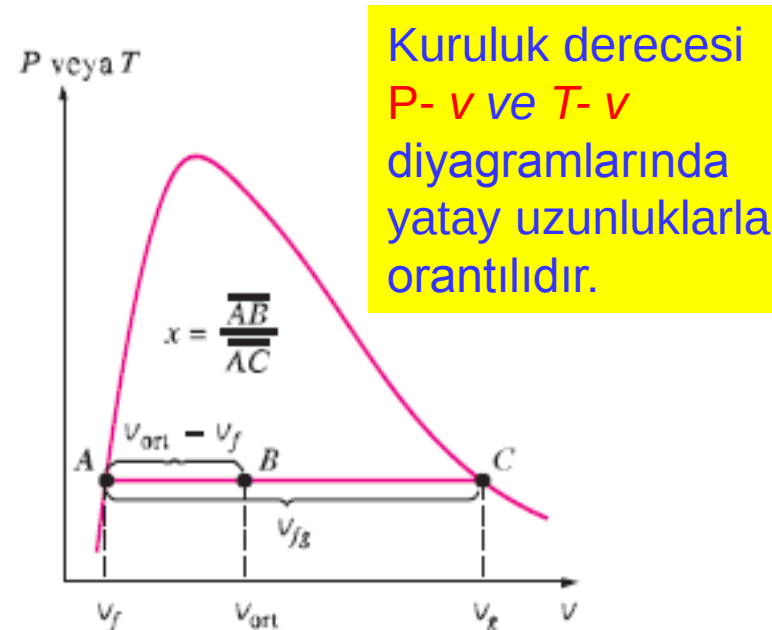
$$h_{\text{ort}} = h_f + x h_{fg} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$x = m_g / m_t$$

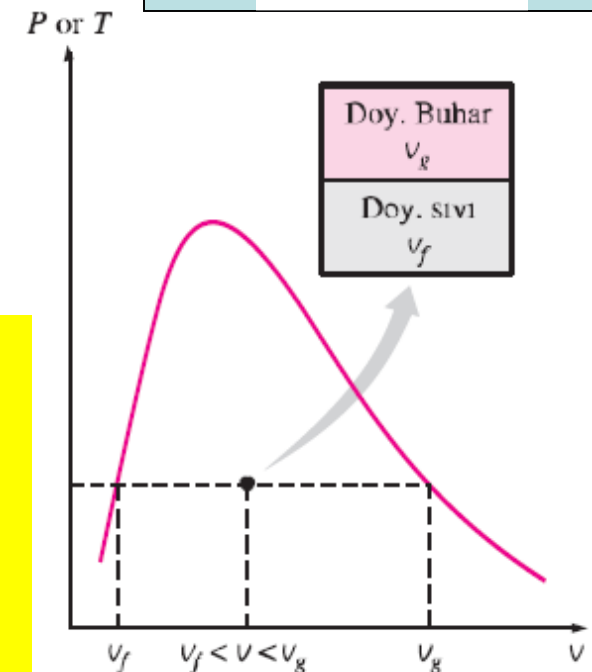
$y \rightarrow v, u, \text{ or } h.$

$$y_{\text{ort}} = y_f + x y_{fg}$$

$$y_f \leq y_{\text{ort}} \leq y_g$$



Belirli bir T veya P
 noktası için doymuş
 sıvı-buhar karışımı-
 nın v değeri v_f ve v_g
 değerleri arasında
 bulunur.



Örnekler: Doymuş sıvı-buhar karışımları genel çizimler ve $T-v$ ile $P-v$ diyagramları.

Örnek 3.4 Doymuş Bir Karışımın Basınç ve Hacmi

Sabit hacimli kapalı bir kaptaki 90 °C sıcaklıkta 10 kg doymuş sıvı su bulunmaktadır. Eğer suyun 8 kg'ı sıvı, geri kalanı buhar fazında ise; (a) Kaptaki basıncı, (b) Kabın hacmini hesaplayınız.

Cözüm: Sabit hacimli kap doymuş karışım içermektedir. Kabın basınç ve hacmi hesaplanacaktır.

Analiz: (a) Doymuş sıvı-buhar karışımının hali, Şekil 3-38 'de gösterilmiştir. İki faz dengede bulundukları için doymuş bir karışımdır. Bu nedenle basınç, verilen sıcaklıktaki doyma basıncıdır;

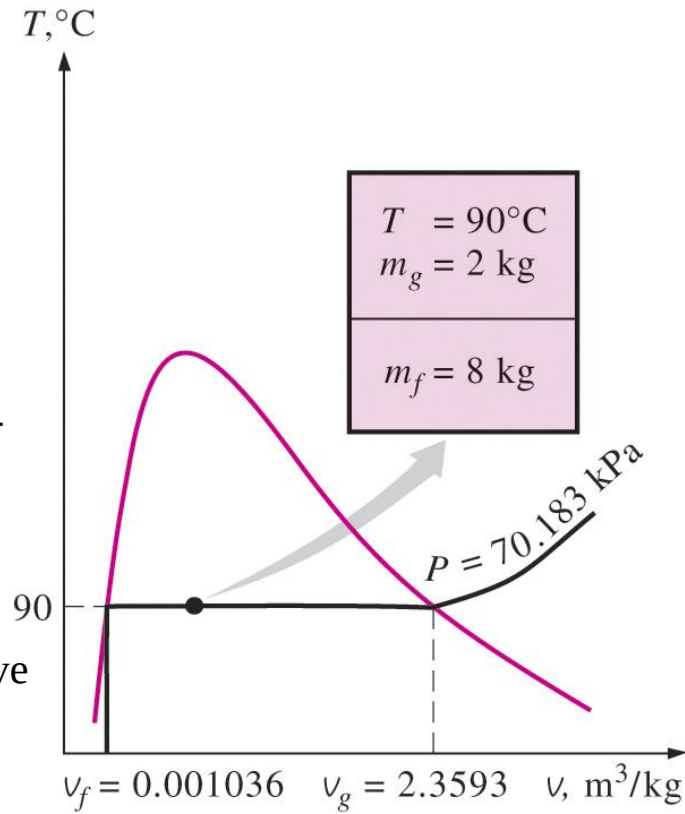
$$P = P_{\text{doy}@90^\circ\text{C}} = 70,183 \text{ kPa} \quad (\text{Tablo A-4})$$

(b) 90 °C deki doymuş sıvının özgül hacmi; $v_f = 0,001036 \text{ m}^3/\text{kg}$ ve $v_g = 2,3593 \text{ m}^3/\text{kg}$ değerleri **Tablo A-4** 'ten alınmıştır. Kabın hacmini hesaplamanın bir yolu, her fazın hacmini tek tek hesaplayarak toplamaktır.

$$V = m_f v_f + m_g v_g = (8 \text{ kg}) (0,001036 \text{ m}^3/\text{kg}) + (2 \text{ kg}) (2,3593) = 4,73 \text{ m}^3$$

Aynı işlemi bir başka yolu, kuruluk derecesini bulduktan sonra ortalama özgül hacmi hesaplamak ve toplam kütle ile çarpmaktır; $V = V_f + (m_g/m_t) V_{fg} = 0,001036 + (2/10)[(2,3593 - 0,001036)] = 0,473 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$V = m v = (10 \text{ kg}) \times (0,473 \text{ m}^3/\text{kg}) = 4,73 \text{ m}^3$$



Örnekler: Doymuş sıvı-buhar karışımları genel çizimler ve $T-v$ ile $P-v$ diyagramları.

Örnek 3.5 Doymuş Sıvı Buhar Karışımı Özellikleri

80 litrelik bir kapta 160 kPa basınçta 4 kg soğutucu akışkan-134a bulunmaktadır. (a) Soğutucu akışkanın sıcaklığını, (b) kuruluk derecesini, (c) entalpisini ve (d) buhar fazı tarafından hacmi hesaplayınız.

Çözüm: Kap soğutucu akışkan-134a ile doludur. Soğutucu akışkanın özellikleri hesaplanacaktır.

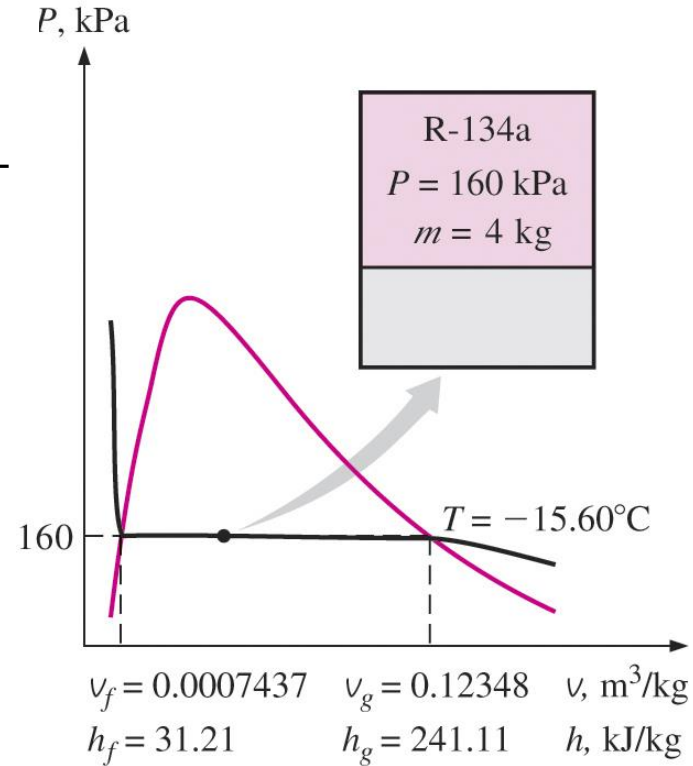
Analiz: (a) Problemle ilgili $P-v$ diyagramı, Şekil 3-39 da verilmiştir. Başlangıçta soğutucu akışkanın halinin sıkıştırılmış sıvı, kızgın buhar veya doymuş sıvı-buhar karışımı bölgelerinden hangisinde olduğu bilinmemektedir. Bu bilgi, uygun bir özelliği, verilen basınçtaki doymuş sıvı ve doymuş buharın özellikleriyle karşılaştırılarak bulunabilir. Soğutucu akışkanın özgül hacmi, verilen bilgilerden;

$$V = V/m = 0,080 \text{ (m}^3\text{)} / 4 \text{ (kg)} = 0,02 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Olarak hesaplanır. 160 kPa basınç için **Tablo A-12** den, $v_f = 0,0007437 \text{ m}^3/\text{kg}$ ve $v_g = 0,12348 \text{ m}^3/\text{kg}$ dir.

$V_f < v < v_g$ olduğundan soğutucu akışkan doymuş sıvı-buhar karışımıdır. Sıcaklık, verilen basınca karşı gelen doyma sıcaklığıdır. $T = T_{\text{doyma}} @ 160 \text{ kPa} = -15,6^\circ\text{C}$ (**Tablo A-12**)

(b) Kuruluk derecesi ise; $x = (v - v_f)/v_{fg} = (0,02 - 0,0007437)/(0,12348 - 0,0007437) = 0,157$



Örnekler: Doymuş sıvı-buhar karışımları genel çizimler ve $T-v$ ile $P-v$ diyagramları.

Örnek 3.5 Doymuş Sıvı Buhar Karışımı Özellikleri [Devam]

80 litrelik bir kapta 160 kPa basınçta 4 kg soğutucu akışkan-134a bulunmaktadır. (a) Soğutucu akışkanın sıcaklığını, (b) kuruluk derecesini, (c) entalpisini ve (d) buhar fazı tarafından hacmi hesaplayınız.

Çözüm: Kap soğutucu akışkan-134a ile doludur. Soğutucu akışkanın özellikleri hesaplanacaktır.

Analiz: (c) 160 kPa basınçta [Tablo A-12](#) 'den $h_f = 31,21$ kJ/kg ve $h_{fg} = 209,90$ kJ/kg değerleri okunur. Böylece;

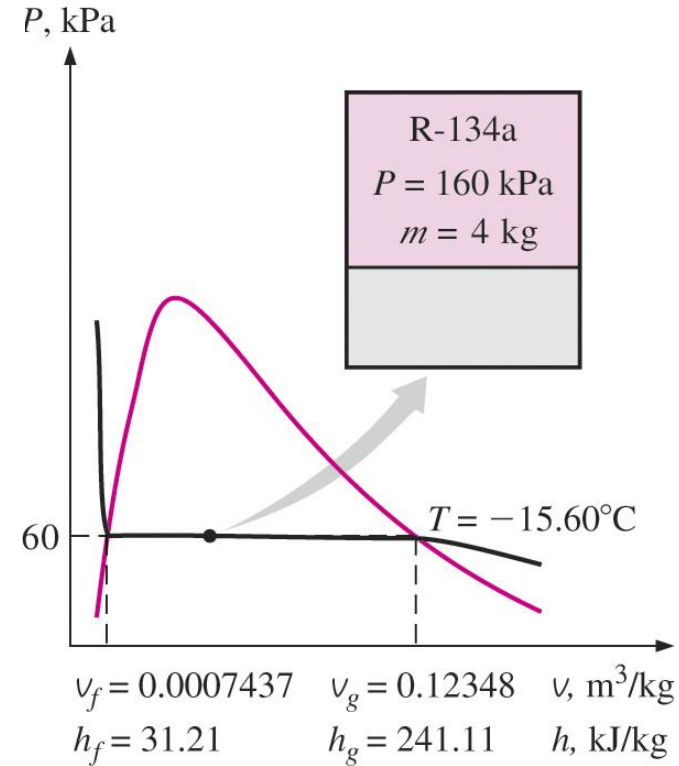
$$h = h_f + xh_{fg} = 31,21 \text{ (kJ/kg)} + (0,157) (209,90 \text{ kJ/kg}) = 64,2 \text{ kJ/kg}$$

(d) Buhar kütlesi ise;

$$m_g = x m_t = (0,157) (4 \text{ kg}) = 0,628 \text{ kg}$$

Buhar fazının kapladığı hacim ise,

$V_g = m_g v_g = (0,628 \text{ kg}) (0,12348 \text{ m}^3/\text{kg}) = 0,0775 \text{ m}^3$ (veya 77,5 litre) olarak hesaplanır. Kabin hacminin geri kalan kısmı (2,5 litre) sıvı tarafından doldurulmaktadır.



Kızgın Buhar

Doymuş buhar **eğrisinin sağındaki** bölgede ve kritik noktasal sıcaklığın üzerindeki sıcaklıkta **madde kızgın buhardır.**

Kızgın buhar bölgesi tek fazlı (sadece buhar fazı) bir bölge olduğundan sıcaklık ve basınç artık birbirlerine bağlı değildir.

Kızgın buhar ile doymuş buharın karşılaştırılması

Düşük basınçlar (verilen bir sıcaklık T 'de $P < P_{\text{doyma}}$)

Yüksek sıcaklıklar (verilen bir basınç P 'de $T > T_{\text{doyma}}$)

Yüksek özgül hacimler (verilen bir sıcaklık T 'veya basınç P 'de $v > v_g$)

Yüksek iç enerjiler (verilen bir sıcaklık T 'veya basınç P 'de $u > u_g$)

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

	v	u	h
$T, ^\circ\text{C}$	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg
	$P = 0.1 \text{ MPa} (99.61^\circ\text{C})$		
Sat.	1.6941	2505.6	2675.0
100	1.6959	2506.2	2675.8
150	1.9367	2582.9	2776.6
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
1300	7.2605	4687.2	5413.3
	$P = 0.5 \text{ MPa} (151.83^\circ\text{C})$		
Sat.	0.37483	2560.7	2748.1
200	0.42503	2643.3	2855.8
250	0.47443	2723.8	2961.0

Kızgın buhar ile ilgili Tablo A-6 'nın bir bölümü

Örnek 3-6: Kızgın Buharın iç enerjisi

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

ÇÖZÜM: Belirlenen haldeki suyun iç enerjisi bulunacaktır

Analiz: 200 kPa basınçta doyma sıcaklığı 120,21°C dir. (Tablo A-5) pp 892. Verilen sıcaklık $T > T_{\text{doyma}}$ olduğu için, suyun hali kızgın buhar bölgesindedir. Bu durumda iç enerji, Tablo A-6 'dan alınır. PP 894.

Kızgın su buharı P=0,20 MPa (120,21 °C)

T (°C)	V (m ³ /kg)	U (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)
300	1,31623	2808,8	3072,1	7,8941

Örnek 3-7: Kızgın sıcaklığı

Basıncı 0,5 MPa, entalpisi 2890 kJ/kg olan suyun sıcaklığını bulunuz.

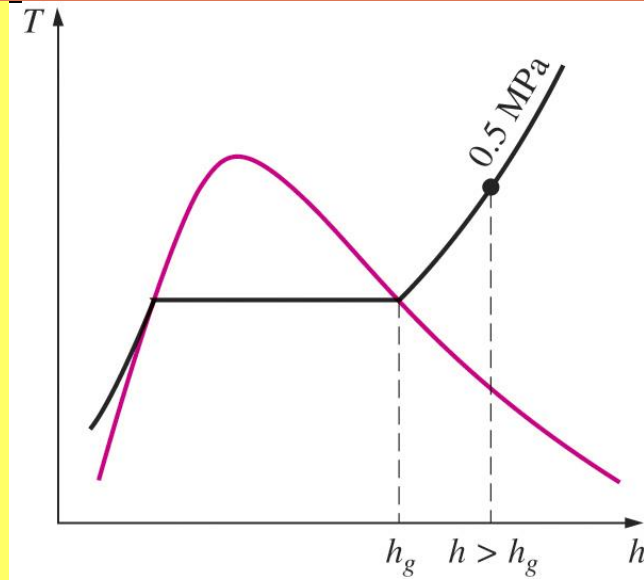
Çözüm: Belirtilen haldeki suyun sıcaklığı bulunacaktır.

Analiz: 0,5 MPa basınçta doymuş buharın entalpisi, $h_g = 2748,1$ kJ/kg dir. (Tablo A-5 PP892). Bu durumda, $h > h_g$ olduğu için, hal kızgın buhar bölgesindedir. (Şekil 3-41).

Tablo A-6 dan 0,5 MPa basınç için;

Kızgın su buharı $P=0,50$ MPa (151,83 °C)

T (°C)	V (m ³ /kg)	U (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)
200	0,42503	2643,3	2855,8	7,0610
250	0,47443	2723,8	2961,0	7,2725



Belirli bir P noktası için kızgın buharın entalpisi, doymuş buharından daha yüksektir

Lineer oranlama ile sıcaklık $T=216,3$ °C olarak bulunur.

Sıkıştırılmış Sıvı

Sıkıştırılmış sıvıya ilişkin bilgilerin yokluğunda, **sıkıştırılmış sıvı** özelliklerini **doymuş sıvı özelliklerine eşit** almak, genellikle benimsenen bir uygulamadır.

$$y \cong y_f @ T \quad y \rightarrow v, u, \text{ veya } h$$

Hassas olarak “**h**” ilişkisini hesaplamak için;

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

Verilen bir basınç ve sıcaklıkta, saf bir madde, $T < T_{\text{doy}} @ P$ olduğu zaman **sıkıştırılmış sıvı** olacaktır.

Sıkıştırılmış Sıvı

Sıkıştırılmış sıvı bölgesinde özellikler

Yüksek basınçlar (verilen bir sıcaklık T 'de $P > P_{\text{doyma}}$)

Düşük sıcaklıklar (verilen bir basınç P 'de $T < T_{\text{doyma}}$)

Düşük özgül hacimler (verilen bir sıcaklık T veya basınç P 'de $v < v_f$)

Düşük iç enerjiler (verilen bir sıcaklık T veya basınç P 'de $u < u_f$)

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

Verilen: P ve T

$$v \approx v_f @ T$$

$$u \approx u_f @ T$$

$$h \approx h_f @ T$$

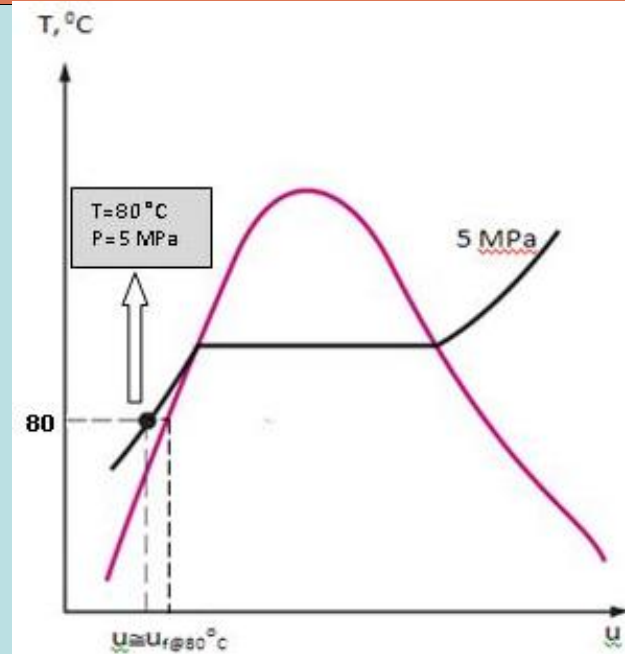
Verilen bir sıcaklıkta
sıkıştırılmış sıvının özellikleri
doymuş sıvı özelliklerine
yaklaşık olarak eşit alınabilir.

Örnek 3-8 Sıkıştırılmış Sıvının Doymuş Sıvı Gibi Kabul Edilmesi

80 °C sıcaklık ve 5 MPa basınçta sıkıştırılmış sıvı suyun özgül iç enerjisini, (a) Sıkıştırılmış sıvı tablosu kullanarak, (b) Doymuş sıvı özellikleri ile hesaplayın. İkinci yöntemdeki hata oranını bulun.

Çözüm: Sıvı suyun iç enerjisinin gerçek değerleri bulunacaktır.

Analiz: 80 °C sıcaklıktaki suyun doyma basıncı 47,416 kPa dır ([Tablo A-4](#)). $5 \text{ MPa} > P_{\text{doyma}}$ olduğu için suyun verilen halde sıkıştırılmış sıvı bölgesinde olduğu açıktır ([Şekil 3-43](#)).



(a) Sıkıştırılmış sıvı tablosundan ([Tablo A-7](#))

$$\left. \begin{array}{l} P = 5 \text{ MPa} \\ T = 80 \text{ °C} \end{array} \right\} u = 333,82 \text{ kJ/kg}$$

(b) Doymuş sıvı-buhar karışımı tablosundan ([Tablo A-4](#)),

$$u_f \cong u_{f@80 \text{ °C}} = 334,97 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Hata yüzdesi; \%Hata} = \frac{334,97 - 333,82}{333,82} \times 100 = \%0,34 \text{ (Hata \%1 'den azdır)}$$

Referans Hali ve Referans Değerleri

- u, h ve s 'nin değerleri **doğrudan ölçülemez** ve bu nedenle bunlar, termodinamik bağıntılar kullanılarak ölçülebilen özelliklerden hesaplanır.
- Söz konusu termodinamik bağıntılar özelliklerin bir haldeki değerlerini değil, **özelliklerin değişimlerini verir.**
- Bu nedenle, uygun bir **referans** halinin seçilmesi ve uygun özellik veya özelliklere bu noktada **sıfır** değerinin atanması gerekir.
- **Su için referans hali $0.01\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve soğutucu akışkan-134a için referans hali $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$**
- Bazı özelliklerin seçilen referans halinden dolayı **eksi değerler** alacağı not edilmelidir.
- Tabloların hazırlanması sırasında bazen **aynı madde ve hal için değişik tablolarda farklı değerler** bulmanız olasıdır.
- Fakat termodinamik hesaplarında özelliklerin mutlak değerlerinden çok, **özelliklerde olan değişimler önem taşır.**

Örnek 3-9: Özelliklerin Bulunması için Buhar Tablolarının Kullanılması

Aşağıda su için verilen çizelgede, eksik olan özellikleri bulun ve halin hangi fazda olduğunu belirtin.

	T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	x	Faz Açıklaması
(a)	?	200	?	0,6	?
(b)	125	?	1600	?	?
(c)	?	1000	2950	?	?
(d)	75	500	?	?	?
(e)	?	850	?	0,0	?

Çözüm: Farklı hallerde suyun faz açıklamaları ve özellikleri bulunacaktır.

Analiz: (a) Kuruluk derecesi $x=0,6$ olarak verilmiştir. Bu nedenle kütlenin %60'ı buhar, %40'ı sıvıdır. Hal ise 200 kPa basınçta doymuş sıvı-buhar karışımıdır. Sıcaklık, verilen basınçtaki doyma sıcaklığıdır.

$$T = T_{\text{doyma @ 200 kPa}} = \mathbf{120,21^{\circ}\text{C}} \text{ (Tablo A-5)}$$

Tablo A-5 'ten 200 kPa basınçta $u_f = 504,50 \text{ kJ/kg}$ ve $u_{fg} = 2024,60 \text{ kJ/kg}$ değerleri elde edildikten sonra, doymuş sıvı-buhar karışımının ortalama iç enerjisi hesaplanır;

$$u = u_f + x u_{fg} = 504,50 \text{ (kJ/kg)} + (0,6) [2024,6 \text{ (kJ/kg)}] = \mathbf{1719,26 \text{ kJ/kg}}$$

Örnek 3-9: Özelliklerin Bulunması için

	T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	x	Faz Açıklaması
(b)	125	?	1600	?	?

(b) Bu kez sıcaklık ve iç enerji verilmiştir ve bilinmeyen diğer özellikleri bulmak için hangi tablonun kullanılacağı bilinmemektedir. Hangi bölgede olunduğunun bilinmesi için öncelikle halin hangi bölgede olduğu kararlaştırılmalıdır. Bölgeyi belirlemek için verilen sıcaklıkta doymuş sıvı ve doymuş buharın iç enerjileri (u_f ve u_g) bulunur. (**Tablo A-4**). 125 °C de $u_f = 524,83$ kJ/kg ve $u_g = 2534,3$ kJ/kg 'dır. Verilen iç enerji değeri u_f ve u_g değerleri ile karşılaştırılır.

Eğer $u < u_f$ ise sıkıştırılmış sıvı,
Eğer $u_f \leq u \leq u_g$ ise doymuş karışım,
Eğer $u > u_g$ ise kızgın buhar olacaktır.

Verilen şartlara göre u değeri 1600 'dür ve 125 °C için u_f ile u_g aralığındadır. Bu nedenle hal, doymuş sıvı-buhar karışımı bölgesindedir. Basınç değeri verilen verilen sıcaklıktaki doyma basınç değerine eşit olacaktır.

$$P = P_{\text{doyma @ 125 °C}} = \mathbf{232,23 \text{ kPa}} \text{ (**Tablo A-4**)}$$

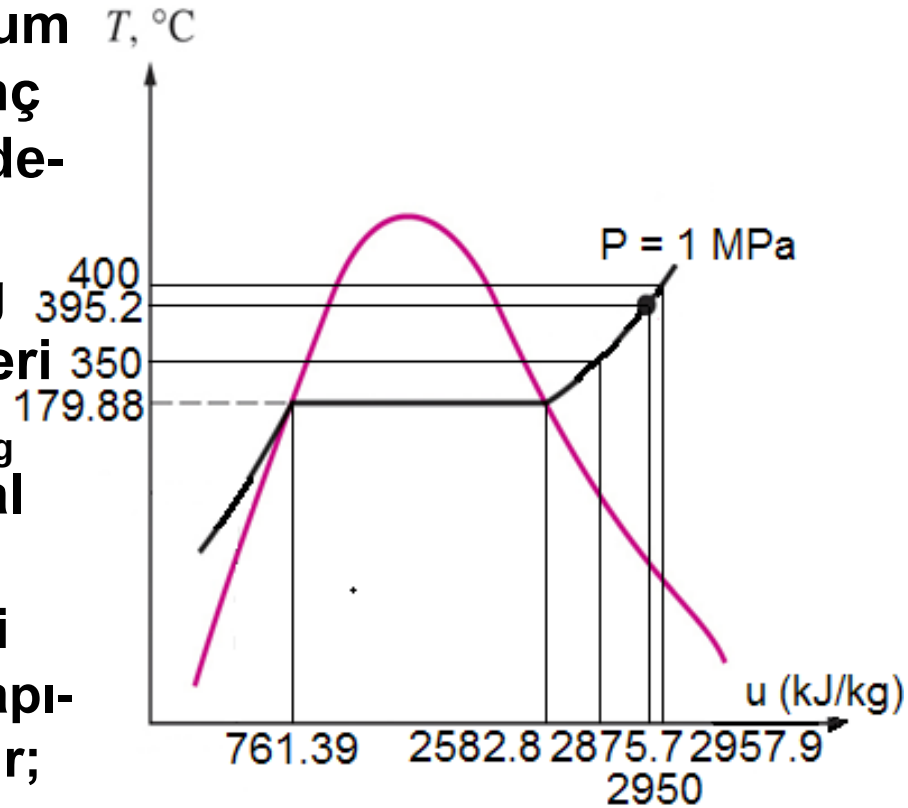
Kuruluk derecesi, aşağıdaki denklem ile;

$$x = \frac{u - u_f}{u_{fg}} = \frac{1600 - 524,83}{2009,5} = \mathbf{0,535} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Örnek 3-9: Özelliklerin Bulunması için....

	T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	x	Faz Açıklaması
(c)	?	1000	2950	?	?

(c) Burada (b) şıkkına benzer bir durum söz konusudur. Sıcaklık yerine basınç verilmiştir. Verilen basınçta u_f ve u_g değerleri okunur. 1 MPa basınçta, $u_f = 761,39$ kJ/kg ve $u_g = 2582,8$ kJ/kg dir. (Tablo A-5). Verilen iç enerji değeri 2950 kJ/kg olup, 1 MPa basınçtaki u_{fg} den büyüktür. Bu nedenle, verilen hal kızgın buhar bölgesindedir. Sıcaklık, verilen basınç ve iç enerji değerlerini kullanarak, kızgın buhar tablosunda yapılacak bir lineer oranlama ile hesaplanır;



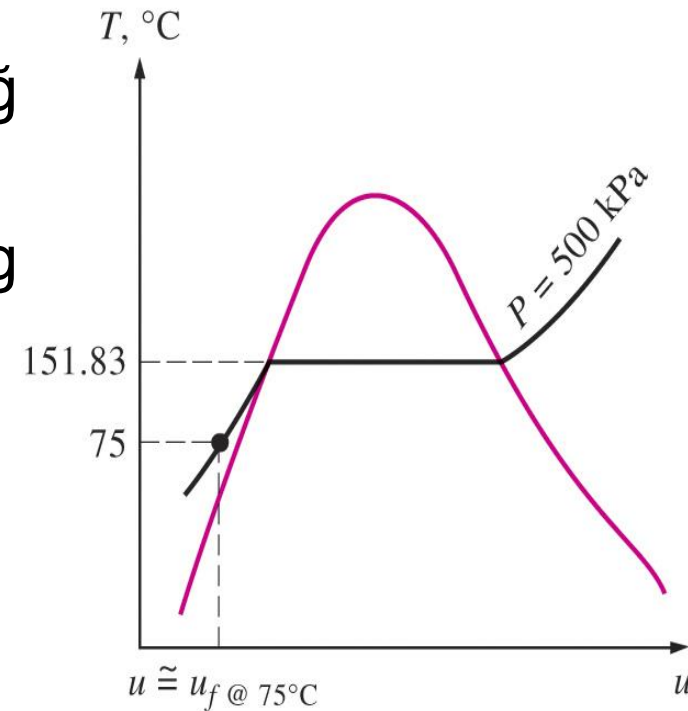
$$T = 395,2 \text{ °C} \quad (\text{Tablo A-6})$$

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

Örnek 3-9: Özelliklerin Bulunması için...

	T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	x	Faz Açıklaması
(d)	75	500	?	?	?

d) Bu seçenekte sıcaklık ve basınç verilmiştir, fakat halin hangi bölgede olduğ bilinmediği için öncelikle halin sıkıştırılmış sıvı, doymuş sıvı-buhar karışımı veya kızg buhar bölgelerinden hangisinde olduğunu belirlemek gerekir. Bu amaçla doyma tablosundan ([Tablo A-5](#)) verilen basınca karşı gelen doyma sıcaklığı bulunur. 500 kPa basınçta, **$T_{\text{doyma}} = 151,83 \text{ }^{\circ}\text{C}$** .



Daha sonra verilen sıcaklıkla doyma sıcaklığı karşılaştırılır.

Eğer $T < T_{\text{doyma@verilen } P}$
Eğer $T = T_{\text{doyma@verilen } P}$
Eğer $T > T_{\text{doyma@verilen } P}$

ise sıkıştırılmış sıvı,
ise doymuş karışım,
ise kızgın buhar olacaktır.

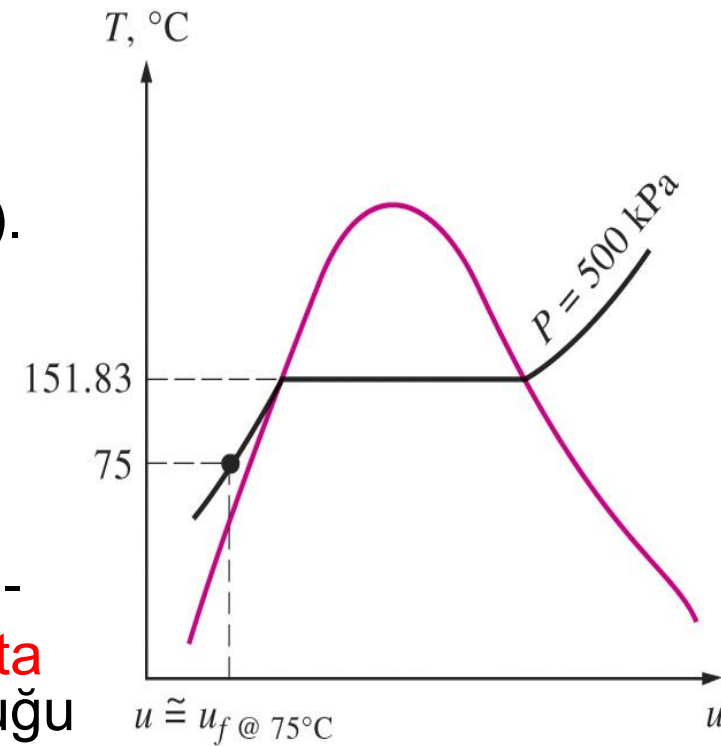
Örnek 3-9: Özelliklerin Bulunması için...

	T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	x	Faz Açıklaması
(d)	75	500	?	?	?

Bu durumda, 75 °C olarak verilen sıcaklık belirtilen basınçtaki T_{doyma} değerinden düşüktür. Bu nedenle halin sıkıştırılmış sıvı bölgesinde olduğu görülmektedir (şekle bkz). Normalde iç enerjinin doymuş sıvı tablolarından bulunması gerekir, fakat bu durumda verilen basınç sıkıştırılmış sıvı tablosundaki (**Tablo A-7**) en düşük basınç değerinden (**5 MPa**) daha düşüktür. Bu nedenle sıkıştırılmış sıvı özelliklerinin aynı sıcaklıkta (**basınçta değil**) doymuş sıvı özelliklerine eşdeğer olduğu kabul edilebilir.

$$u \approx u_f @ 75^\circ\text{C} = 313,99 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Tablo A-4})$$

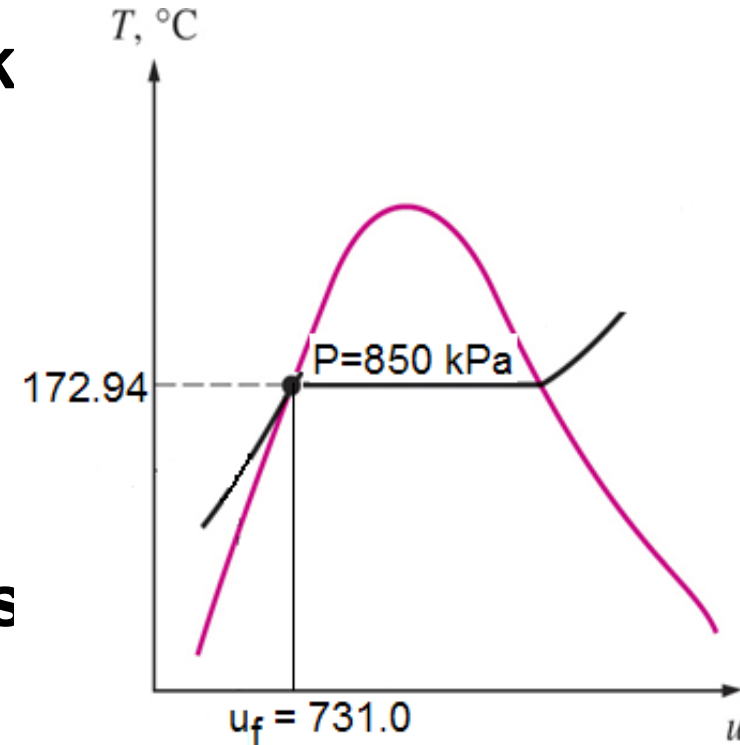
Kuruluk derecesi sütunu burada da boş bırakılacaktır. Çünkü sıkıştırılmış sıvı bölgesinde kuruluk derecesinin bir anlamı yoktur.



Örnek 3-9: Özelliklerin Bulunması için...

	T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	x	Faz Açıklaması
(e)	?	850	?	0,0	?

(e) Kuruluk derecesi, $X=0$ olarak verilmiştir. Bu nedenle 850 kPa basınçta doymuş sıvı hali söz konusudur. Sıcaklığın verilen basınçta doyma sıcaklığı, iç enerjinin ise verilen basınçta doymuş sıvının iç enerjisi olması gerekir.



$$T = T_{\text{doyma @ 850 kPa}} = 172,94 \text{ °C} \quad \text{ve}$$

$$u = u_f @ 850 \text{ kPa} = 731,00 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Tablo A-5})$$

MÜKEMMEL GAZ HAL DENKLEMİ

- **Hal denklemi:** Bir maddenin basıncı, sıcaklığı ve özgül hacmi arasındaki ilişkiyi veren herhangi bir bağıntıya denir.
- 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.

Mükemmel gaz hal denklemi

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

$$R = \frac{R_u}{M} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K or kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})$$

R : Gaz sabiti

M : Mol kütlesi (kg/kmol)

R_u : Üniversal gaz sabiti

$$R_u = \begin{cases} 8.31447 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K} \\ 8.31447 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kmol} \cdot \text{K} \\ 0.0831447 \text{ bar} \cdot \text{m}^3/\text{kmol} \cdot \text{K} \\ 1.98588 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R} \\ 10.7316 \text{ psia} \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R} \\ 1545.37 \text{ ft} \cdot \text{lbf/lbmol} \cdot \text{R} \end{cases}$$

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

Değişik maddelerin farklı gaz sabitleri vardır.

MÜKEMMEL GAZ HAL DENKLEMİ

Kütle = Mol kütlesi × Mol sayısı

$$m = MN \quad (\text{kg})$$

$$V = m v \longrightarrow P V = m R T$$

$$m R = (MN) R = N R_u \longrightarrow P V = N R_u T$$

$$V = N \bar{v} \longrightarrow P \bar{v} = R_u T$$

Birim kütle için	Birim mol için
$v, \text{m}^3/\text{kg}$	$\bar{v}, \text{m}^3/\text{kmol}$
$u, \text{kJ/kg}$	$\bar{u}, \text{kJ/kmol}$
$h, \text{kJ/kg}$	$\bar{h}, \text{kJ/kmol}$

Birim mol için verilen özellikler üstte bir çizgi belirtilir.

Mükemmel gazın iki değişik haldeki özellikleri arasında bir bağ kurulabilir.

Düşük basınç ve yüksek sıcaklıklarda bir gazın yoğunluğu azalır ve mükemmel gaz gibi davranır.

Mükemmel gaz hal denklemi birkaç değişik biçimde Yazılabilir.

Mükemmel gaz bağıntısı çoğu zaman gerçek gazlar için uygulanabilir değildir, bu nedenle bağıntının kullanılacağı durum iyi etüt edilmelidir.

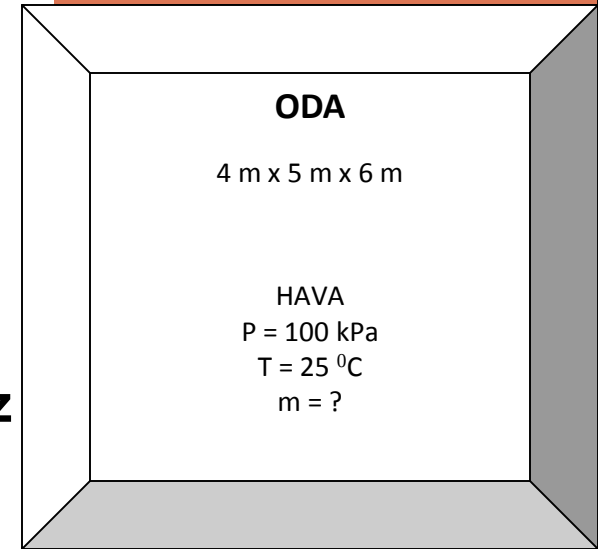


Örnek 3-10 Oda İçindeki Hava Kütlesi

4 m x 5 m x 6 m boyutlarındaki bir oda da bulunan 100 kPa basınç ve 25 °C sıcaklıktaki havanın kütlesini hesaplayınız.

Çözüm: Oda içindeki hava kütlesi bulunacaktır.

Analiz: Problemle ilgili çizim Şekil 3-48 'de verilmiştir. Verilen koşullarda hava, mükemmel gaz kabul edilebilir. Havanın gaz sabiti [Tablo A-1](#) 'den 0,287 kPa.m³/kg.K olarak bulunur.



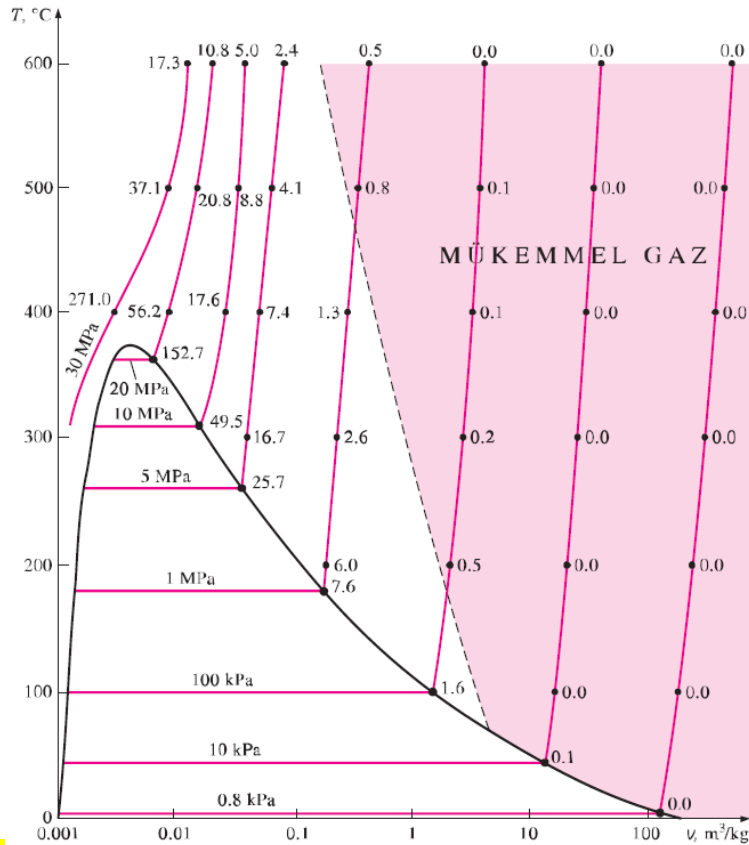
Mutlak sıcaklık, $T = 25\text{ °C} + 273 = 298\text{ K}$ 'dir.

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 konularak;

Odanın kütlesi, $m = \frac{P.V}{R.T} = \frac{(100\text{ kPa})(120\text{ m}^3)}{\left(0.287\frac{\text{kPa.m}^3}{\text{kg.K}}\right)(298\text{ K})} = 140,3\text{ kg}$ hesaplanır.

Su Buharı Mükemmel bir Gaz mıdır ?



Su buharının mükemmel gaz olarak kabul edilmesinden kaynaklanan hata %'si $[|v_{tablo} - v_{mükemmel}| / v_{tablo}] \times 100$ ve su buharının %1'den az hatayla mükemmel gaz olarak davranabileceği bölge

- 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 yol açar**.
- Isıtma – 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**.

SIKIŞTIRILABİLME ÇARPANI

-MÜKEMMEL GAZ DAVRANIŞINDAN SAPMANIN ÖLÇÜSÜ-

Sıkıştırılabilirlik çarpanı Z

Verilen bir sıcaklık ve basınçta mükemmel gaz davranışından sapma sıkıştırılabilirlik çarpanı Z adı verilen bir parametre kullanılarak giderilebilir.

$$PV = ZRT \quad Z = \frac{PV}{RT}$$

$$Z = \frac{V_{\text{gerçek}}}{V_{\text{mükemmel}}}$$



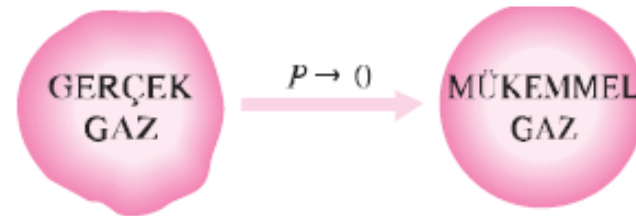
Sıkıştırılabilirlik çarpanı mükemmel gazlar için **bir** 'dir

- **1 değerinden** ne kadar uzaklaşırsa mükemmel -
- Gaz davranışından **sapma da o kadar büyük** olur.

- **Düşük basınç ve yüksek sıcaklıklarda gazlar, mükemmel gaz gibi davranırlar.**

Soru: Düşük basınç ve yüksek sıcaklıkla belirtilmek istenen sınırlar nedir?

Cevap: Bir maddenin sıcaklığına veya basıncına yüksek veya düşük diyebilmek için **kritik sıcaklığını ve basıncını** göz önüne almak gerekir.

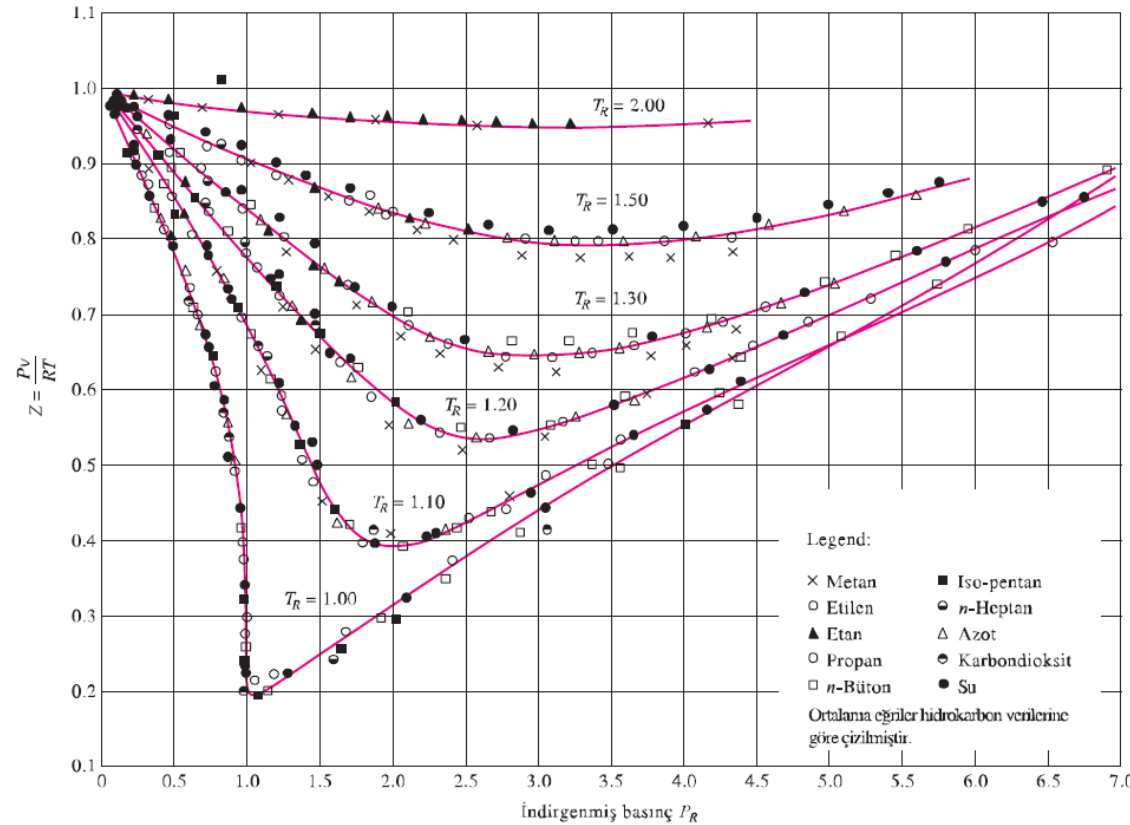


Çok düşük basınçlarda, tüm gazlar mükemmel gaz davranışına yaklaşırlar. (Sıcaklığa bağlı olmaksızın)

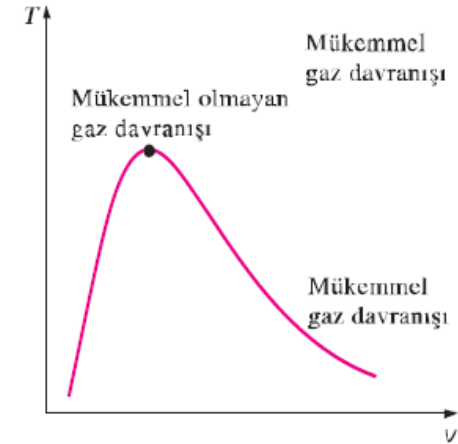
İndirgenmiş basınç, Sıcaklık ve Hacim

$$P_R = \frac{P}{P_{kr}} \quad \text{ve} \quad T_R = \frac{T}{T_k} \quad V_R = \frac{V_{\text{gerçek}}}{RT_{kr}/P_{kr}}$$

$$\left. \begin{aligned} P_R &= \frac{P}{P_{kr}} \\ V_R &= \frac{V}{RT_{kr}/P_{kr}} \end{aligned} \right\} Z = \dots \quad (\text{Şek. A-15})$$



Sıkıştırılabilirlik çarpanı (Z) P_R ve V_R değerlerindende elde edilebilir.



Kritik nokta yakınlarında gazlar mükemmel gaz davranışından uzaklaşırlar

Değişik gazlar için Z çarpanlarının karşılaştırılması

Örnek 3-11 Genelleştirilmiş Diyagramın Kullanımı

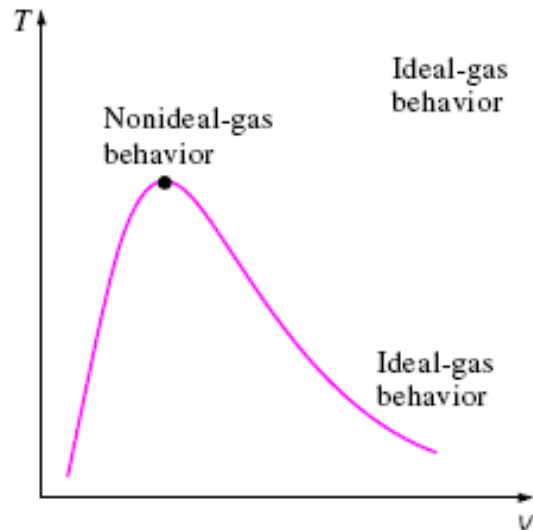
1 MPa basınç ve 50 °C sıcaklıktaki soğutucu akışkan -134a'nin özgül hacmini, (a) mükemmel gaz hal denklemini ve (b) genelleştirilmiş sıkıştırılabilme diyagramını kullanarak hesaplayın. Ayrıca gerçek değer olan 0.021796 m³/kg olan gerçek değerle (b) ve (c) şıklarındaki hatayı hesaplayın.

Çözüm : Soğutucu akışkan-134a'nin gaz sabiti, kritik basıncı ve kritik sıcaklığı [Tablo A-1](#)'den elde edilir:

$$R = 0.0815 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K}$$

$$P_{\text{cr}} = 4.059 \text{ MPa}$$

$$T_{\text{cr}} = 374.2 \text{ K}$$



(a) Soğutucu akışkan-134a'yi mükemmel gaz kabul ederek,

$$v = \frac{RT}{P} = \frac{(0.0815 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(323 \text{ K})}{1000 \text{ kPa}} = 0.026325 \text{ m}^3/\text{kg}$$

% Hata oranı; $(0.026325 - 0.021796)/0.021796 = 0.208,$

(b) [Sıkıştırılabilme diyagramından](#) düzeltme çarpanı Z 'yi belirlemek için indirgenmiş basınç ve sıcaklığın hesaplanması gerekir:

$$\left. \begin{aligned} P_R &= \frac{P}{P_{\text{cr}}} = \frac{1 \text{ MPa}}{4.059 \text{ MPa}} = 0.246 \\ T_R &= \frac{T}{T_{\text{cr}}} = \frac{323 \text{ K}}{374.2 \text{ K}} = 0.863 \end{aligned} \right\} Z = 0.84$$

$$v = Zv_{\text{ideal}} = (0.84)(0.026325 \text{ m}^3/\text{kg}) = 0.022113 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Örnek 3-12 Genelleştirilmiş Diyagramlar Yardımıyla Basınç Tespiti

Sıcaklığı $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve özgül hacmi $0,035262\text{ m}^3/\text{kg}$ olan su buharının basıncını, (a) buhar tablolarını, (b) mükemmel gaz hal denklemini ve (c) sıkıştırılabilirlik diyagramını kullanarak hesaplayın.

Çözüm : Üç farklı şekilde su buharı basıncı bulunacaktır.

Analiz : Su buharının gaz sabiti, kritik basıncı ve kritik sıcaklığı [Tablo A-1](#) 'den elde edilir.

$$R = 0,4615\text{ kPa.m}^3/\text{kg.K}; \quad P_{kr} = 22,06\text{ MPa} \quad \text{ve} \quad T_{kr} = 647,1\text{ K}$$

(a) Özgül hacmi $0,035262\text{ m}^3/\text{kg}$ olan su buharının basıncı, [Tablo A-6](#) 'dan bulunur.

$$\left. \begin{array}{l} v = 0,035262 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\ T = 350\text{ }^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} \quad \mathbf{P = 7,0\text{ MPa}}$$

Bu değer, deneyle bulunan değerdir ve en hassas olanıdır.

(b) Su buharını mükemmel gaz kabul ederek özgül hacim, mükemmel gaz hal denkleminde hesaplanabilir.

$$P = \frac{R \cdot T}{v} = \frac{\left(0,4615 \frac{\text{kPa.m}^3}{\text{kg.K}}\right) (623\text{ K})}{\left(0,035262 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)} \Rightarrow \mathbf{P = 8,154\text{ MPa}} \quad \text{ve} \quad \% \text{ Hata} = \frac{8,15 - 7,0}{7,0} = 0,164 \text{ veya } \%16,4$$

Örnek 3-12 Genelleştirilmiş Diyagramlar Yardımıyla Basınç Tespiti (Devamı)

Sıcaklığı **350 °C** ve özgül hacmi $0,035262 \text{ m}^3/\text{kg}$ olan su buharının basıncını, (a) buhar tablolarını, (b) mükemmel gaz hal denklemini ve (c) sıkıştırılabilme diyagramını kullanarak hesaplayın.

(c) Sıkıştırılabilme diyagramından ([Şekil A-15](#)) düzeltme çarpanı Z ‘nin belirlenmesi için sanki indirgenmiş özgül hacim ve indirgenmiş sıcaklığın hesaplanması gerekir.

$$v_R = \frac{v_{\text{gerçek}}}{\frac{RT_{kr}}{P_{kr}}} = \frac{\left(0,035262 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right) (22,064 \text{ MPa})}{\left(0,4615 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right) (647,1 \text{ K})} = 2,605 \quad \left. \begin{array}{l} \\ T_R = \frac{T}{T_{kr}} = \frac{673 \text{ K}}{647,1 \text{ K}} = 0,96 \end{array} \right\} \Rightarrow P_R = 0,31$$

Böylece, $\Rightarrow P = P_R P_{kr} = (0,31)(22,064 \text{ kPa}) = \mathbf{6,84 \text{ MPa}}$ ve % Hata = $\frac{7,0 - 6,84}{7,0} = 0,022857$ veya %2,3

Tartışma: Sıkıştırılabilme diyagramının kullanımı ile hata, %16,4 ten %2,3 e kadar düşmüştür. Bu, çoğu mühendislik uygulamasında kabul edilebilir hatadır.

DİĞER HAL DENKLEMLERİ

Maddelerin **P-v-T** ilişkilerini daha geniş sınırlar içinde herhangi bir kısıtlama olmadan ifade eden hal denklemlerine gerek duyulur.

Saf maddenin kritik noktadan geçen sabit sıcaklık eğrisi- nin birinci ve ikinci türevleri sıfırdır.

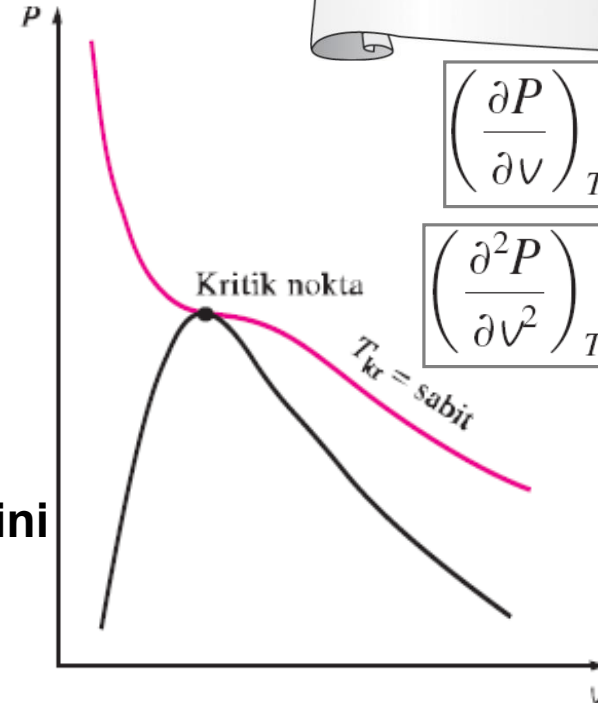


Van der Waals Hal Denklemi

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

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

Van der Waals, mükemmel gaz hal denkleminde göz önüne alınmayan iki etkiyi hesaba katarak, mükemmel gaz hal denklemini iyileştirmeyi amaçlamıştı. Bunlar **molekülleri birbirine çeken kuvvetler** ve **moleküllerin kapladığı hacimdi**.



$$\left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_{T=T_{cr}=\text{const}} = 0$$

$$\left(\frac{\partial^2 P}{\partial v^2} \right)_{T=T_{cr}=\text{const}} = 0$$

Beattie-Bridgeman Hal Denklemi

$$P = \frac{R_u T}{\bar{V}^2} \left(1 - \frac{c}{\bar{V} T^3} \right) (\bar{V} + B) - \frac{A}{\bar{V}^2}$$
$$A = A_0 \left(1 - \frac{a}{\bar{V}} \right) \quad B = B_0 \left(1 - \frac{b}{\bar{V}} \right)$$

Sabitlerin değişik maddeler için değerleri [Tablo 3-4](#) de verilmiştir. Beattie-Bridgeman denklemi **0.8 ρ_{kr} 'ye kadar olan yoğunluklar** için oldukça **hassas sonuçlar** verir.

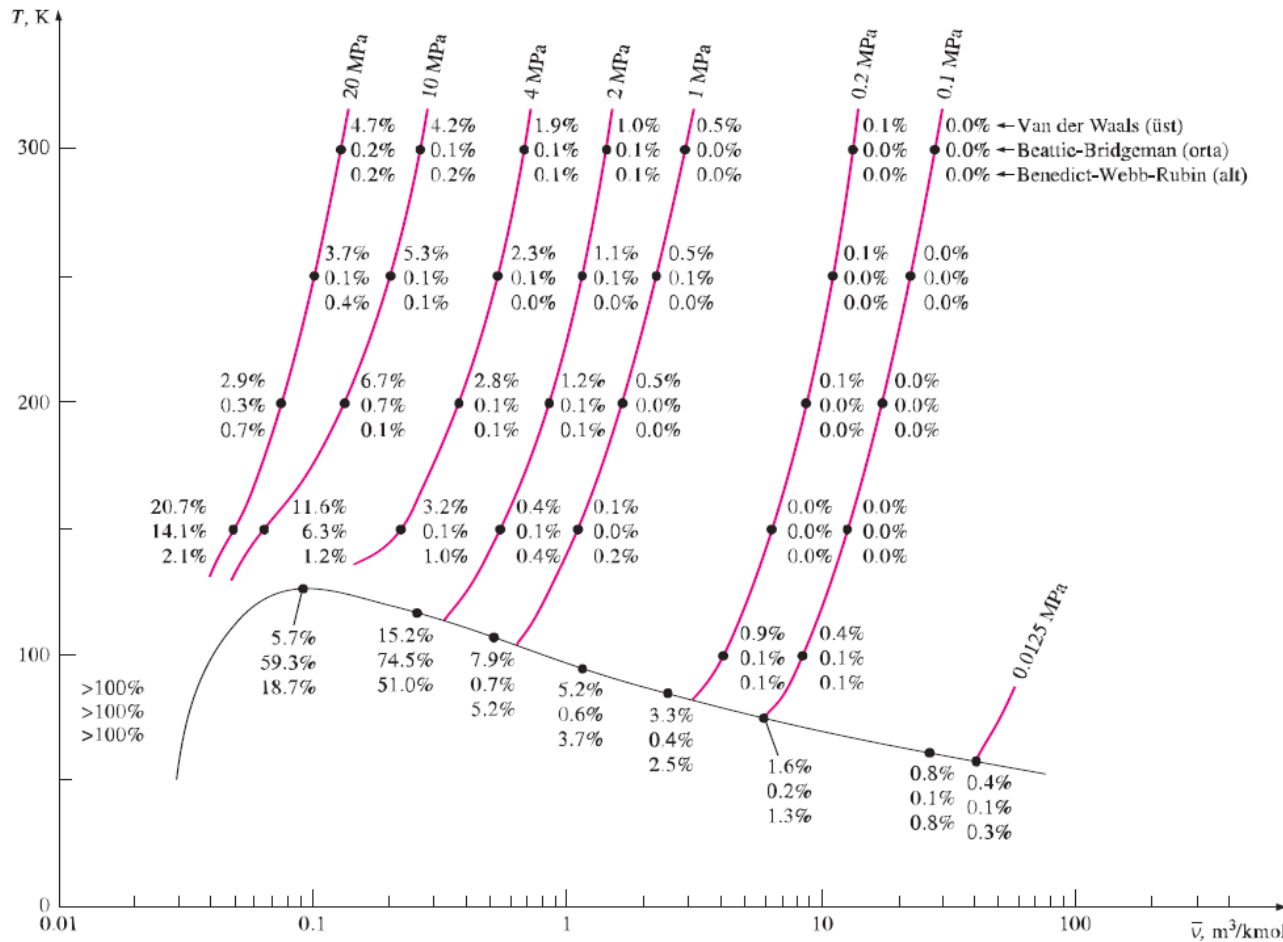
Benedict-Webb-Rubin Hal Denklemi

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

Sabitlerin değerleri [Tablo 3-4'de](#) verilmiştir. Bu denklem **yoğunluğu 2.5 ρ_{kr} 'ye kadar olan maddelere uygulanabilir.**

Etki Katsayılı Hal Denklemi:
$$P = \frac{RT}{V} + \frac{a(T)}{V^2} + \frac{b(T)}{V^3} + \frac{c(T)}{V^4} + \frac{d(T)}{V^5} + \dots$$

Sıcaklığın fonksiyonu olan; $a(T)$, $b(T)$, $c(T)$, ve benzeri katsayılar da **etki katsayıları** diye adlandırılır.



van der Waals: 2 sabit,
sınırlı aralıkta hassas sonuç verir.

Beattie-Bridgeman: 5 sabit,
 $\rho \leq 0.8 \rho_{kr}$ için hassastır.

Benedict-Webb-Rubin: 8 sabit,
 $\rho \leq 2.5 \rho_{kr}$ için hassastır.

Strobridge: 16 sabit,
Bilgisayar hesaplamaları
için daha uygundur.

Virial: Değişkendir,
hassasiyet kullanılan
terim sayısına bağlıdır.

Değişik hal denklemlerinin azot için verdikleri sonuçlar-
daki yüzde hata;

$$\% \text{ hata} = \left[\frac{|V_{\text{tablo}} - V_{\text{denkleml}}|}{V_{\text{tablo}}} \right] \times 100$$

Karmaşık hal denk-
lemleri gazların P-v-T
davranışlarını geniş
bir aralıkta hassas
bir biçimde belirler.

ÖRNEK 3-13 Gaz Basıncının Değerlendirilmesinde Farklı Yöntemler

Sıcak 175 K ve özgül hacmi 0,00375 m³/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 hesaplayınız. Bulunan değerleri, deneyle elde edilen 10,000 kPa basınç ile karşılaştırın.

Çözüm: Dört farklı hal denklemini kullanarak azot gazının basıncı bulunacaktır.

Özellikler: Azot gazının sabiti, $R_{\text{azot}} = 0,2968 \text{ kPa.m}^3/\text{kg.K}$ 'dir ([Tablo A-1](#)).

(a) Basınç, mükemmel gaz hal denklemini ile hesaplanırsa;

$$P = \frac{R.T}{v} = \frac{\left(0,2968 \frac{\text{kPa.m}^3}{\text{kg.K}}\right)(175 \text{ K})}{\left(0,00375 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)} \Rightarrow P = 13,851 \text{ kPa} \text{ ve } \% \text{Hata} = \frac{13851 - 10000}{10000} = 0,3851 \text{ veya } \%38,51$$

(b) Azot için Van der Waals Sabitleri 3-23 eşitliğinden aşağıdaki gibi hesaplanır.

$a = 0,175 \text{ m}^6.\text{kPa}/\text{kg}^2$ ve $b = 0,00138 \text{ m}^3/\text{kg}$ ve 3-22 eşitliğinde yerine konularak;

$$P = \frac{R.T}{v - b} - \frac{a}{v^2} = \Rightarrow P = 9,471 \text{ kPa} \text{ ve } \% \text{Hata} = \frac{10000 - 9471}{10000} = 0,0529 \text{ veya } \%5,29$$

ÖRNEK 3-13 Devamı,

(c) Azot için Beattie-Bridgeman hal denkleminin sabitleri [Tablo 3-4](#) 'ten alınır;

A= 102,29; B=0,05378; C=4,2x10⁴ Ayrıca,

Bu değerler, 3-24 eşitliğinde yerlerine konularak; $\bar{v} = M \cdot v = \left(28,013 \frac{kg}{mol}\right) \left(0,00375 \frac{m^3}{kg}\right) = 0,10505 \frac{m^3}{mol}$

$$P = \frac{R_u \cdot T}{\bar{v}^2} \left(1 - \frac{C}{\bar{v} T^3}\right) (\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} \Rightarrow \mathbf{P = 10,110 \text{ kPa}} \text{ ve \%Hata} = \frac{10110 - 10000}{10000} = 0,011 \text{ veya } \%1,1$$

(d) Azot için Benedict-Webb-Rubin hal denkleminin sabitleri [Tablo 3-4](#) 'ten alınır; a= 2,54;

b=0,002328; c=7,379x10⁴; A₀=106,73; B₀=0,04064; C₀=8,164x10⁵; α=1,272x10⁻⁴ Ve γ=0,0053

Bu değerler, 3-26 eşitliğinde yerine konularak;

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

$$\mathbf{P = 10,009 \text{ kPa}} \quad \text{ve \%Hata} = \frac{10009 - 10000}{10000} = 0,0009 \text{ veya } \%0,09$$

Görüldüğü gibi değişken sayısı artırıldıkça hassasiyet artmaktadır. Veya **Benedict-Webb-Rubin** hal denkleminin sabitleriyle daha hassas sonuçlar alınabilmektedir.

Örnek 3-14: Bir Göldeki Buharlaşma Nedeniyle Sıcaklık Azalması

Bir yaz gününde, göl etrafında hava sıcaklığı 25 °C olarak ölçülüyor. Göldeki su ve havadaki buhar arasındaki faz dengesi şartları sağlandığında, havanın %10, %80 ve %100 oranındaki bağıl nem değerleri için, suyun sıcaklığını belirleyiniz.

Çözüm: Belirli bir sıcaklık değerindeki hava gölün üzerinde esiyor. Üç farklı durum için suyun denge sıcaklıkları bulunacaktır.

Analiz: 25 °C de suyun doyma basıncı Tablo 3-1'den 3,17 kPa olarak bulunur. Daha sonra;

$$\%10 \text{ Bağıl nem için; } P_{buh} = \phi P_{doy@25\text{ }^{\circ}\text{C}} = 0,1 \times 3,17 \longrightarrow P_{buh} = 0,317 \text{ kPa}$$

$$\%80 \text{ Bağıl nem için; } P_{buh} = \phi P_{doy@25\text{ }^{\circ}\text{C}} = 0,80 \times 3,17 \longrightarrow P_{buh} = 2,536 \text{ kPa}$$

$$\%100 \text{ Bağıl nem için; } P_{buh} = \phi P_{doy@25\text{ }^{\circ}\text{C}} = 1,0 \times 3,17 \longrightarrow P_{buh} = 3,17 \text{ kPa}$$

Bu basınçlara uygun doyma sıcaklıkları, Tablo 3-1'den interpolasyon ile,

$$T_{\phi=\%10 \text{ için}} = -8,0\text{ }^{\circ}\text{C}; \quad T_{\phi=\%80 \text{ için}} = 21,2\text{ }^{\circ}\text{C} \text{ ve } T_{\phi=\%100 \text{ için}} = 25,0\text{ }^{\circ}\text{C}$$

olarak bulunur. Bu nedenle ilk durumda, çevredeki hava sıcak olmasına rağmen su donacaktır. Son durumda su sıcaklığı, çevredeki havanın sıcaklığıyla aynı olacaktır.

Özet

- Saf madde
- Saf maddenin fazları
- Saf maddelerin faz değişim işlemleri
 - Sıkıştırılmış sıvı, Doymuş sıvı, Doymuş buhar, Kızgın buhar
 - Doyma sıcaklığı ve Doyma basıncı
- Faz değişimi işlemleri için özellik diyagramları
 - $T-v$ diyagramı, $P-v$ diyagramı, $P-T$ diyagramı, $P-v-T$ yüzeyi
- Özellik tabloları
 - Entalpi
 - Doymuş sıvı, doymuş buhar, Doymuş sıvı buhar karışımı, Kızgın buhar, sıkıştırılmış sıvı
 - Referans hali ve referans değerleri
- Mükemmel gaz hal denklemi
 - Su buharı mükemmel gaz mıdır?
- Sıkıştırılabilirlik çarpanı
- Diğer hal denklemleri

Madde	P(kPa)	T(°C)	x(%)	h(kj/kg)	Faz Durumu
Su	200	50			
R-134a		0		100	
Su	1700	300			
Hava	200	1000			

Madde	P(kPa)	T(°C)	x(%)	h(kj/kg)	Faz Durumu
Su	200	50	-	340,54	Sıkıştırılmış sıvı
R-134a	293,01	0	24	100	Islak buhar
Su	1700	300	-	3032,65	Kızgın buhar
Hava	200	1000	-	1363,95	İdeal gaz

Bir gliserin pompası **5 kW gücünde** bir motor ile çalıştırılmaktadır. Pompa çıkış ve girişindeki basınç farkı **211 kPa** olarak ölçülmüştür. Pompa-
dan geçen akışkanın debisi **18 L/s** ve yükseklik farkı ile hız değişimi
gözardı ediliyor ise pompanın **toplam verimi** yüzde olarak ne olur?

$$e_{mek} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + g z \rightarrow \Delta e_{mek} = \frac{P_2 - P_1}{\rho}$$

$$W_{pompa,yararlı} = m \times \Delta e_{mek} = \rho \times V \frac{P_2 - P_1}{\rho}$$

$$W_{pompa,yararlı} = 0.018 \times 211000 \rightarrow W_{pompa,yararlı} = 3798 \text{ W}$$

$$\eta = \frac{W_{pompa,yararlı}}{W_{motor}} = \frac{3798}{5000} \rightarrow \eta = \%76$$

Su, elektrikli bir fırın üzerindeki paslanmaz çelik bir tencerede **1 atm basınçta** kaynıyor. **30 dakikada 2 kg sıvı suyun buharlaştığı** gözleniyor. Suya olan **ısı transfer oranı** nedir?

$$Q = m \times (h_{fg}) = \frac{2 \text{ (kg)}}{30 \times 60 \text{ (s)}} \times 2256.5 \text{ (kJ/kg)}$$

$$Q = 2507 \text{ kW}$$

0.8 m³ 'lük **sabit hacimli** bir kapta **600 kPa** basınç ve **300 K** sıcaklıkta azot gazı vardır. Daha sonra gaz izotermal olarak **0.1 m³** 'lük hacme sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma esnasında **yapılan iş** nedir?

$$P \times V = C \text{ Sabit ve } P = \frac{C}{V}$$

$$W_s = \int_1^2 P dV = \int_1^2 \frac{C}{V} dV = C \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$W_s = P_1 \times V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = 600 \times 0.8 \ln \frac{0.1}{0.8}$$

$$W_s = -998 \text{ kJ}$$

2 kW gücündeki bir elektrikli ısıtıcı **5 kg su** içine daldırılmakta ve **10 dakika** süreyle çalıştırılmaktadır. İşlem sırasında sudan **300 kJ ısı kaybı** olmaktadır. Suyun **sıcaklığındaki artışı** tayin ediniz.

$$E_g - E_{\dot{\chi}} = \Delta U$$

$$E_g - E_{\dot{\chi}} = m c \Delta T$$

$$2 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right) 10 (\text{dak}) \left(\frac{60 (\text{s})}{1 (\text{dak})} \right) - 3000 (\text{kJ}) = 5 (\text{kg}) \times 4.18 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right) \times \Delta T$$

$$\Delta T = 43.06^{\circ}\text{C}$$

Su buharı bir türbin içerisinde **4 MPa basınç** ve **500 °C** sıcaklıktan, **0.5 MPa** basınç ve **250 °C** sıcaklığa **1350 kg/saat** kütle debisi ile **genleşmektedir**. Türbindeki ısı kaybı **25 kJ/s** ise **türbinin gücünü** hesaplayınız.

$$\dot{W}_t = E_g - E_{\dot{c}} = \frac{dE}{dt} = 0 \quad \rightarrow \quad m \times h_1 - m \times h_2 - \dot{Q}_{\text{çık}}$$

$$\dot{W}_t = \frac{1350 \text{ (kg)}}{3600 \text{ (s)}} \times (3\,446 - 2\,961) - 25 \text{ (kJ)}$$

$$\dot{W}_t = 156.9 \text{ kW}$$

QUIZ

QUIZ-1

SORU 1- Aşağıda suya ait beş hal verilmiştir. Tablodaki boşlukları doldurunuz.

Hal	P(kPa)	T(°C)	x(%)	v(m ³ /kg)	Faz Durumu
1	200		80		
2	300	133.52			
3	2000	300			
4		150		0.361	
5	5000	100			

SORU 2- 1 Atm basınçtaki potasyum yaklaşık 760°C sıcaklıkta buharlaşır. Bu basınca ait doymuş sıvı ve kuru doymuş buharın özgül hacimleri sırasıyla 0.0015 m³/kg ve 1.991 m³/kg'dır. Kuruluk derecesi 0.70 ise özgül hacmi bulunuz.

QUIZ-1

SORU 1- Aşağıda, suya ait beş hal verilmiştir. Tablodaki boşlukları doldurunuz.

Hal	P(kPa)	T(°C)	x(%)	v(m ³ /kg)	Faz Durumu
1	300	200			
2	300		65		
3		200		0.1050	
4	10.000			0.0584	
5		120		0.620	

SORU 2- 0.050 m^3 hacmindeki bir kabın hacminin % 80'i 25°C sıcaklıkta doymuş buhar, % 20 'si aynı sıcaklıkta doymuş sıvı tarafından kaplanmıştır. Kaptaki sıvı ve buhar iyice karıştırılmaktadır. Karışımın kuruluk derecesini bulunuz.

Hal	P(kPa)	T($^\circ\text{C}$)	x(%)	v(m^3/kg)	Faz Durumu
1	300	200	M	0.7163	Kızgın Buhar
2	300	133.6	65	0.394	Islak Buhar
3	1553.7	200	0.823	0.1050	Islak Buhar
4	10.000	1000	M	0.0584	Kızgın Buhar
5	198.48	120	0.695	0.620	Islak Buhar

Bölüm 4

KAPALI SİSTEMLERİN ENERJİ ANALİZİ

<http://public.cumhuriyet.edu.tr/alipinarbasi/>

Amaçlar

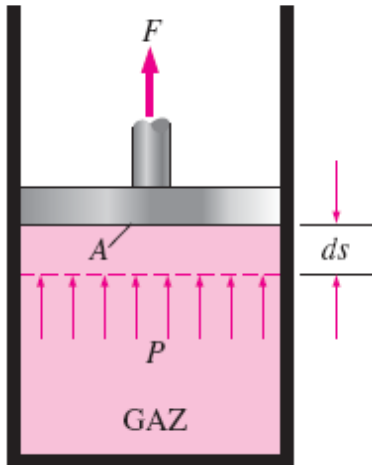
- Özellikle otomobil motoru ve kompresör gibi pistonlu makinelerde yaygın olarak karşılaşılan **hareketli sınır işi** veya **PdV işi** olmak üzere **değişik iş biçimlerinin** incelenmesi,
- Kapalı sistemler (Sabit kütleli) için Termodinamiğin birinci yasasının enerjinin korunumu ifadesi olduğunun tanıtılması,
- Kapalı sistemler için genel enerji dengesi bağıntısının geliştirilmesi,
- Sabit hacimde veya sabit basınçta özgül ısıların tanımlanması,
- Mükemmel gazların iç enerji ve entalpi değişimlerinin hesaplanmasını özgül ısılar ile ilişkilendirmek,
- Katı ve sıvı gibi sıkıştırılamayan maddelerin tanımlanması ve bu maddelerin iç enerji ve entalpi değişimlerinin belirlenmesi,
- Saf maddeler, mükemmel gazlar ve sıkıştırılamayan maddeler için iş ve ısı etkileşimleri içeren kapalı sistemlerin (sabit kütleli) enerji dengesi problemlerinin çözülmesi

HAREKETLİ SINIR İŞİ

Hareketli sınır işi ($P dV$ işi): Bir gazın piston-silindir düzeneğinde genişlemesi veya sıkıştırılması sırasında gerçekleşir

$$\delta W_s = F ds = PA ds = P dV$$

$$W_s = \int_1^2 P dV \quad (\text{kJ})$$

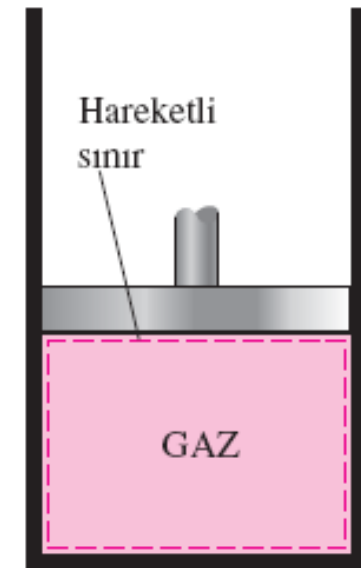


Gaz, pistonu iterek ds *diferansiyel* miktarında hareket ettirirken δW_s miktarında **iş** yapar.

Sanki dengede durumu sistemin her an dengede olduğu.

W_s pozitif $\rightarrow$ Genişleme için

W_s negatif $\rightarrow$ Sıkıştırma için

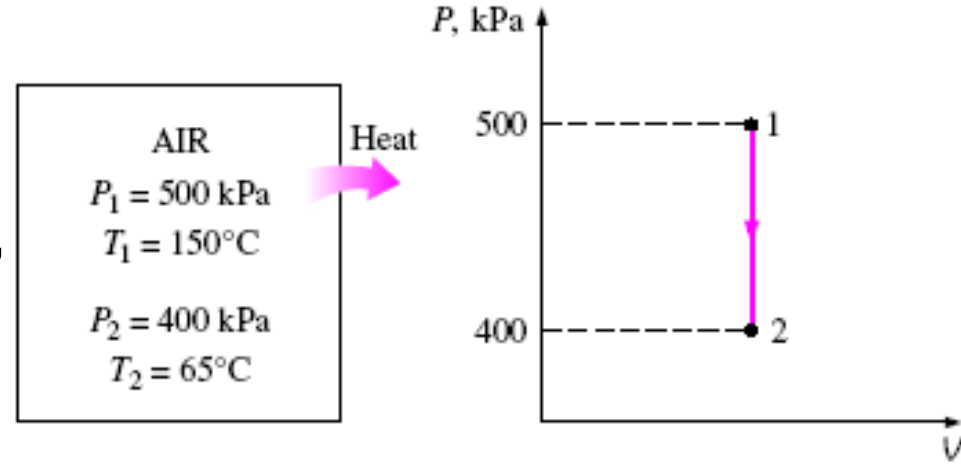


Hareketli sınırla ilişkili iş *sınır işi* diye adlandırılır.

ÖRNEK 4-1: 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 işi**ni hesaplayın.

ÇÖZÜM: Sistem ve hal değişimi yanda, **P-V** diyagramından gösterilmiştir. Hal değişiminin sanki-dengeli olduğu kabul edilirse, **sınır işi**;

$$W_b = \int_1^2 P dV = 0$$



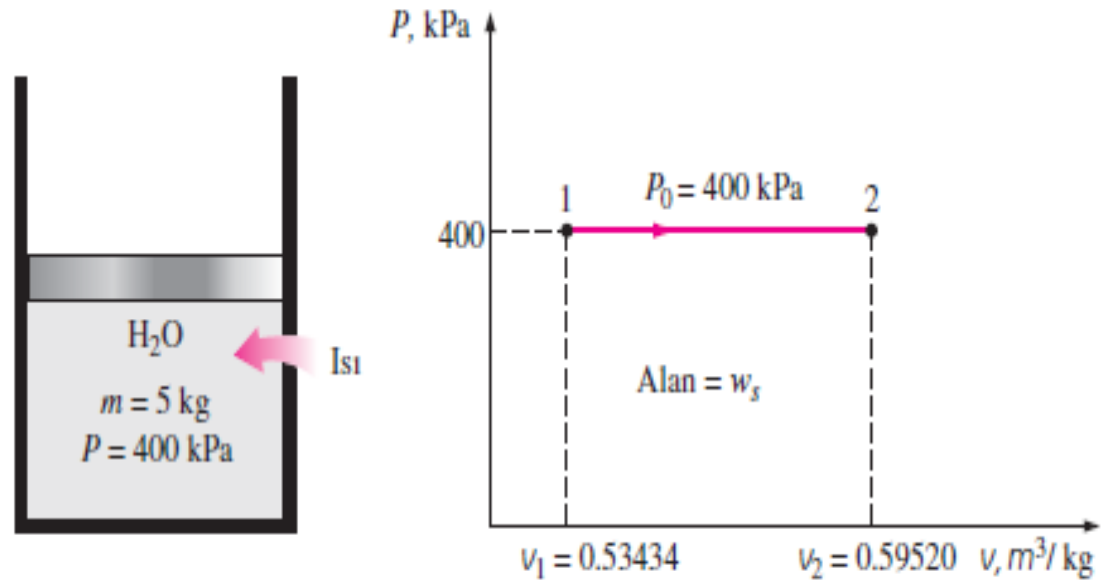
Bu, beklenen bir sonuçtur, çünkü kap sabit hacimli olduğundan yukarıdaki denklemde **dV** sıfıra eşittir. Bu nedenle hal değişimi sırasında **sınır işi** yapılmamaktadır. Sabit hacimde bir hal değişimi sırasında **sınır işi her zaman sıfırdır**. Bu durum hal değişiminin P-V diyagramından da açıkça görülmektedir, çünkü hal değişimi eğrisi altında kalan alan sıfırdır.

ÖRNEK 4-2: Sürtünmesiz bir piston silindir düzeneğinde başlangıçta 400 kPa ve 200°C sıcaklıkta 5 kg su buharı bulunmaktadır. Daha sonra buhara ısı geçişi olmakta ve sıcaklığı 250°C' ye yükselmektedir.

Pistonun serbest hareket edebildiğini ve kütlelerinin sabit olduğunu kabul ederek, buhar tarafından **yapılan işi** hesaplayınız.

Çözüm: Sistemin genel görünümü ve P-v diyagramı yandadır. Yapılan işi, sanki dengeli kabul ederek pistonun genişlemek suretiyle yaptığı sınır işi;

[Tablo A-6](#)



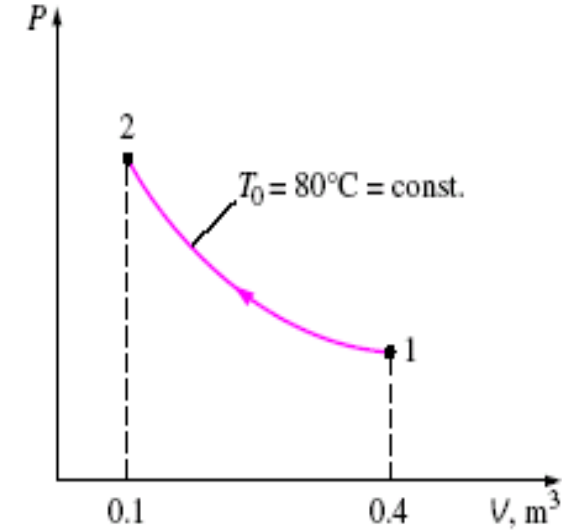
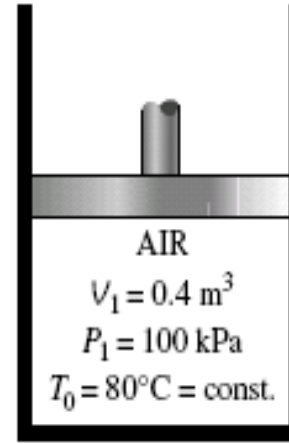
$$W_s = \int_1^2 P dV = P_0 \int_1^2 dV = P_0(V_2 - V_1)$$

$$W_s = mP_0(v_2 - v_1)$$

$$W_s = (5 \text{ kg})(400 \text{ kPa})[(0.59520 - 0.53434) \text{ m}^3/\text{kg}] = 121.7 \text{ kJ}$$

ÖRNEK 4-3: 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: Verilen koşullarda hava mükemmel bir gaz kabul edilebilir, çünkü verilen hal kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığında (havanın ana bileşeni olan azot için $T_{cr} = -147^\circ\text{C}$ ve $P_{cr} = 3390$ kPa) sıcaklık yüksek ve basınç düşüktür. Mükemmel bir gaz için, **sabit T_0** sıcaklığında,



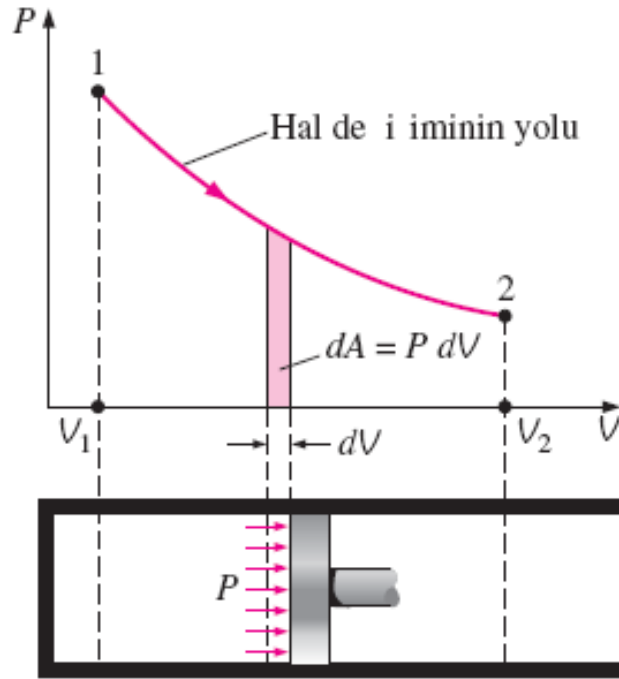
Tablo A-1

$$PV = m.R.T_0 = C \quad \text{veya} \quad P = \frac{C}{V}$$

yazılabilir. Burada C sabit bir değerdir. Basınç, denklemde yerine konursa,

$$W_b = \int_1^2 P dV = \int_1^2 \frac{C}{V} dV = C \int_1^2 \frac{dV}{V} = C \ln \frac{V_2}{V_1} = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

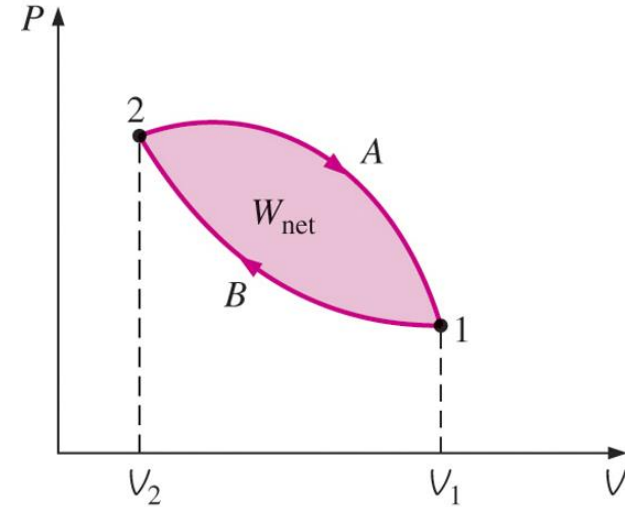
$$\begin{aligned} W_b &= (100 \text{ kPa})(0.4 \text{ m}^3) \left(\ln \frac{0.1}{0.4} \right) \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= -55.45 \text{ kJ} \end{aligned}$$



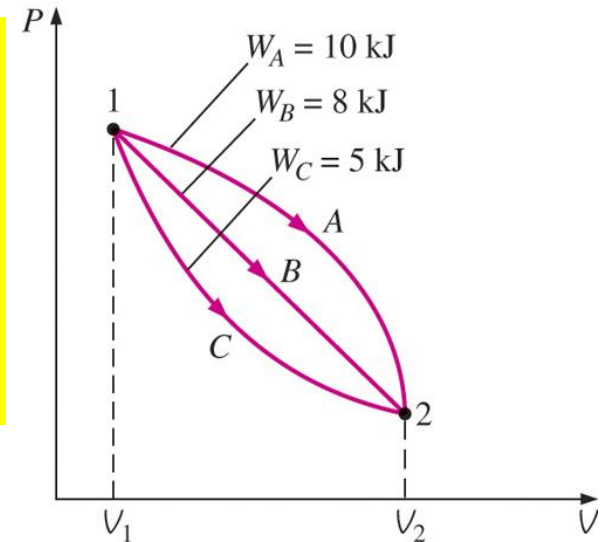
P-V diyagramında hal değişimi eğrisi altında kalan alan **iş** gösterir.

$$\text{Alan} = A = \int_1^2 dA = \int_1^2 P dV$$

Bir çevrim sırasında yapılan **net iş**, sistem tarafından yapılan işle sistem üzerinde yapılan iş arasındaki **farktır**.



Bir hal değişimi sırasında yapılan **sınır işi**, ilk ve son hallerle hal değişiminin yoluna bağlıdır.



Politropik, İzotermal ve İzobarik hal değişimi

$$P = CV^{-n} \quad \text{Politropik hal değişimi: } C, n \text{ sabittir.}$$

$$W_s = \int_1^2 P dV = \int_1^2 CV^{-n} dV = C \frac{V_2^{-n+1} - V_1^{-n+1}}{-n+1} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-n}$$

Politropik
hal değişimi

$$W_s = \int_1^2 P dV = \int_1^2 CV^{-1} dV = PV \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

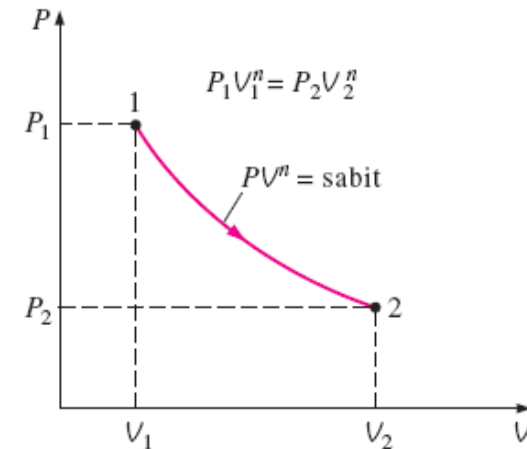
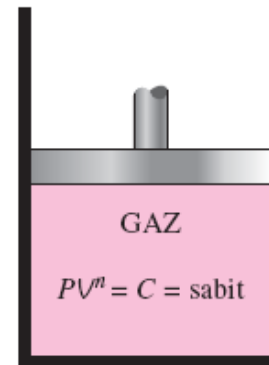
$n = 1$ olduğu zaman
(izotermal durum)

Mükemmel gaz için

$$W_s = \frac{mR(T_2 - T_1)}{1-n} \quad n \neq 1$$

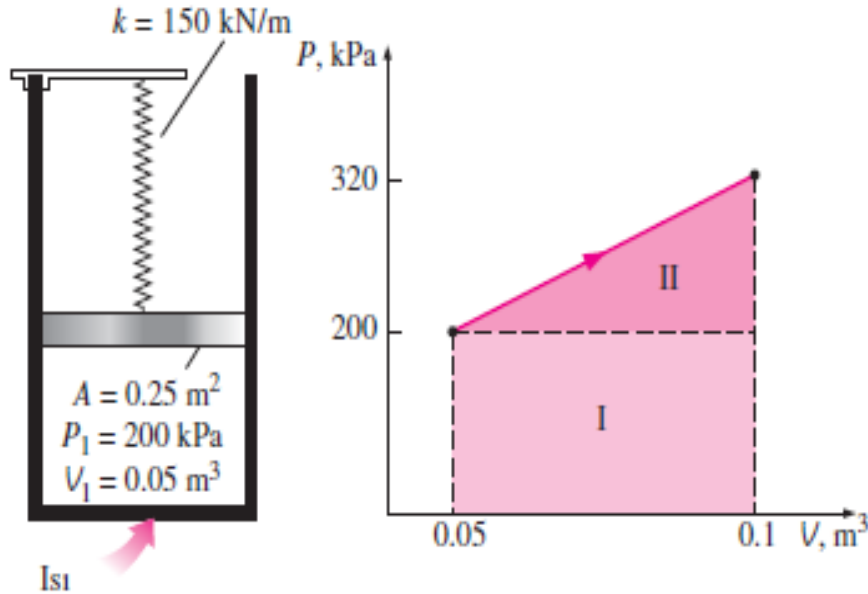
Sabit basınç durumunda

$$W_s = \int_1^2 P dV = P_0 \int_1^2 dV = P_0(V_2 - V_1)$$



Politropik hal değişiminin P-V diyagramı.

ÖRNEK 4-4: Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 200 kPa basınç, 0.05 m³ hacminde gaz bulunmaktadır. Sistem bu halde iken, katsayısı 150 kN/m olan bir doğrusal yay pistonu dokunmakta, fakat piston üzerinde herhangi bir kuvvet uygulamamaktadır. Daha sonra gaz ısı geçişi olmakta ve piston yayı sıkıştırarak, gazın hacmi başlangıçtaki iki katı olana kadar yükselmektedir. Pistonun kesit alanı 0.25 m² 'dir. Son halde silindir içindeki basıncı, (b) Gaz tarafından yapılan toplam işi, (c) Toplam işin ne kadarlık bölümünün yayı sıkıştırmak için yapıldığını hesaplayın.



(a) Son halde gazın hacmi

$$V_2 = 2V_1 = (2)(0.05 \text{ m}^3) = 0.1 \text{ m}^3$$

olmaktadır. Pistonun (ve yayın) yer değişimi

$$x = \frac{\Delta V}{A} = \frac{(0.1 - 0.05) \text{ m}^3}{0.25 \text{ m}^2} = 0.2 \text{ m}$$

olarak bulunur. Son halde doğrusal yayın etkidiği kuvvet,

$$F = kx = (150 \text{ kN/m})(0.2 \text{ m}) = 30 \text{ kN}$$

Son halde, yay tarafından gaz üzerine uygulanan ek basınç

$$P = \frac{F}{A} = \frac{30 \text{ kN}}{0.25 \text{ m}^2} = 120 \text{ kPa}$$

$$200 + 120 = 320 \text{ kPa}$$

Örnek 4.4 'e Devam

(b) Yapılan işi bulmanın kolay yolu, hal değişimini P - V diyagramında çizmek ve eğrinin altında kalan alanı hesaplamaktır. Şekil 4-10'da görüldüğü gibi, hal değişimi eğrisinin altında kalan alan (yamuk) kolayca hesaplanabilir.

$$W = \text{alan} = \frac{(200 + 320) \text{ kPa}}{2} [(0.1 - 0.05) \text{ m}^3] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) = 13 \text{ kJ}$$

(c) P - V diyagramında, dikdörtgen alan (bölge I) pistonu ve atmosfere karşı yapılan işi, üçgen alan da (bölge II) yaya karşı yapılan işi göstermektedir. Bu nedenle:

$$W_{\text{yay}} = \frac{1}{2} [(320 - 200) \text{ kPa}] (0.05 \text{ m}^3) \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) = 3 \text{ kJ}$$

KAPALI SİSTEMLER İÇİN ENERJİ DENGESİ

$$\underbrace{E_{\text{giren}} - E_{\text{çıkan}}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile net enerji transferi}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistem}}}_{\text{İç enerji, kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişim}} \quad (\text{kJ})$$

Hal değişimi gerçekleştiren herhangi bir sistem için **enerji dengesi**.

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{giren}} - \dot{E}_{\text{çıkan}}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile net enerji transferi oranı}} = \underbrace{dE_{\text{sistem}}/dt}_{\text{İç enerji, kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişim oranı}} \quad (\text{kW})$$

Birim zaman için.

Zamana göre değişim oranı sabit olduğu durumlarda.

$$Q = \dot{Q} \Delta t, \quad W = \dot{W} \Delta t, \quad \text{and} \quad \Delta E = (dE/dt) \Delta t \quad (\text{kJ})$$

$$e_{\text{giren}} - e_{\text{çıkan}} = \Delta e_{\text{sistem}} \quad (\text{kJ/kg})$$

Birim kütle için enerji dengesi

$$\delta E_{\text{giren}} - \delta E_{\text{çıkan}} = dE_{\text{sistem}} \quad \text{veya} \quad \delta e_{\text{giren}} - \delta e_{\text{çıkan}} = de_{\text{sistem}}$$

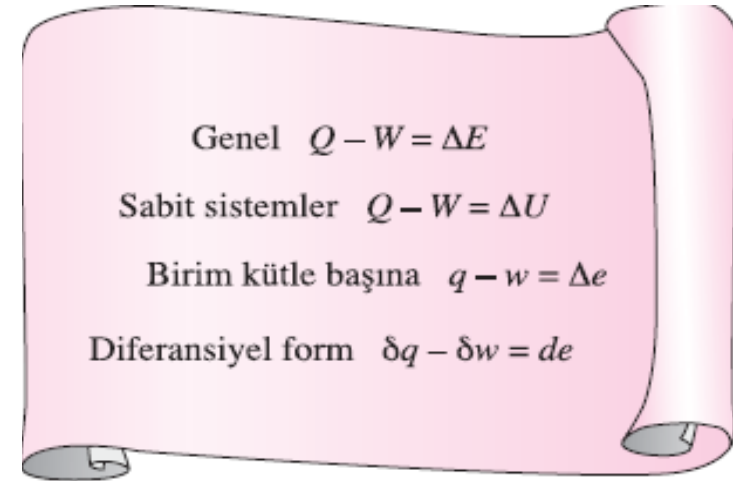
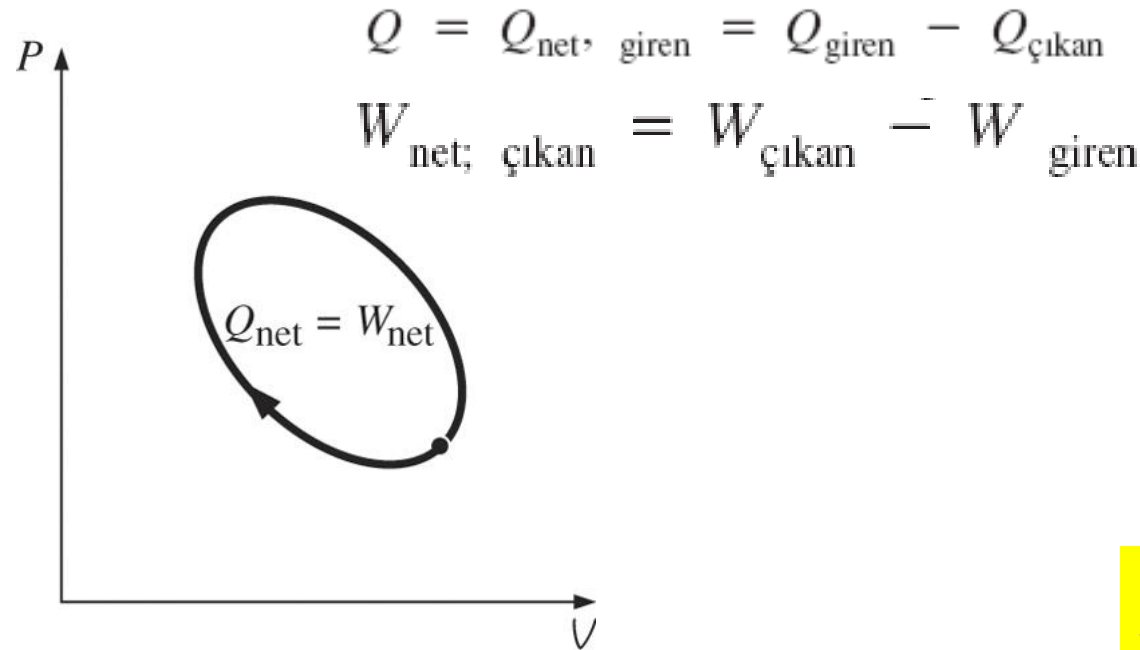
Enerji dengesinin diferansiyel formu

$$W_{\text{net,çıkan}} = Q_{\text{net,giren}} \quad \text{veya} \quad \dot{W}_{\text{net,çıkan}} = \dot{Q}_{\text{net,giren}}$$

Çevrim için enerji denklemi

$$Q_{\text{net,giren}} - W_{\text{net,çıkan}} = \Delta E_{\text{sistem}} \quad \text{veya} \quad Q - W = \Delta E$$

Bu etkileşimlerin yönü için bir kabul yapılması gerekmektedir.



Kapalı sistemler için birinci yasanın değişik yazılış biçimleri.

Bir çevrim için $\Delta E = 0$, böylece $Q = W$

Birinci yasayı, matematiksel olarak kanıtlamak olanaksızdır, fakat doğada birinci yasaya aykırı herhangi bir hal değişimi bilinmemektedir, bu da yeterli kanıt sayılmalıdır.

Sabit Basıncı bir genişleme ve sıkıştırma işlemi için Enerji denkliği

Sabit basınçta sanki dengeli hal değişiminden geçen kapalı bir sistem için genel analiz'de **Isı geçiş yönü** Q sisteme doğru ve W **iş ise** sistem tarafından yapıldığı kabul edilir.

Sabit basınçta sıkıştırma ve genişleme işlemi için:

$$\Delta U + W_s = \Delta H$$

Sabit basınçta hal değişim örneği

$$W_{e,giren} - Q_{çıkan} - W_s = \Delta U$$

$$W_{e,giren} - Q_{çıkan} = \Delta H = m(h_2 - h_1)$$

ÖRNEK 4-5: 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'lık 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.

$$\underbrace{E_{\text{giren}} - E_{\text{çıkan}}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile transfer edilen net enerji}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistem}}}_{\text{İç enerji, kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişim}}$$

$$Q - W = \Delta U + \Delta \cancel{KE}^0 + \Delta \cancel{PE}^0$$

$$Q - W_{\text{diğer}} - W_s = U_2 - U_1$$

Sabit basınçta bir hal değişimi için, sınır işi $W_s = P_0(V_2 - V_1)$. Bu bağıntı yukarıdaki denklemde yerine konursa,

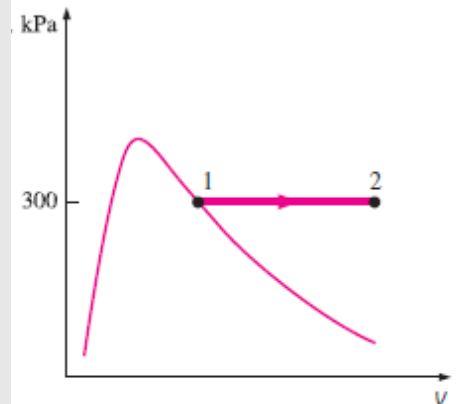
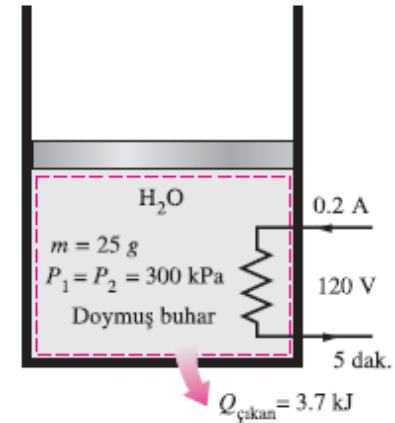
$$Q - W_{\text{diğer}} - P_0(V_2 - V_1) = U_2 - U_1$$

elde edilir. Fakat

$$P_0 = P_2 = P_1 \rightarrow Q - W_{\text{diğer}} = (U_2 + P_2 V_2) - (U_1 + P_1 V_1)$$

ayrıca $H = U + PV$ olduğu için,

$$Q - W_{\text{diğer}} = H_2 - H_1 \quad (\text{kJ}) \quad (4-18)$$



ÖRNEK 4-5 Devamı

(b) Burada diğer iş olarak ele almamız gereken elektrik işi;

$$W_e = VI \Delta t = (120 \text{ V})(0.2 \text{ A})(300 \text{ s}) \left(\frac{1 \text{ kJ/s}}{1000 \text{ VA}} \right) = 7.2 \text{ kJ}$$

$$\text{Hal 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 300 \text{ kPa} \\ \text{Doymuş buhar} \end{array} \right\} h_1 = h_g @ 300 \text{ kPa} = 2724.9 \text{ kJ/kg}$$

[Tablo A-5](#)

$$\underbrace{E_{\text{giren}} - E_{\text{çıkan}}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile transfer edilen net enerji}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistem}}}_{\text{İç enerji, kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişim}}$$

$$W_{e,\text{giren}} - Q_{\text{çıkan}} - W_s = \Delta U$$

$$W_{e,\text{giren}} - Q_{\text{çıkan}} = \Delta H = m(h_2 - h_1) \quad (P = \text{sabit})$$

$$7.2 \text{ kJ} - 3.7 \text{ kJ} = (0.025 \text{ kg})(h_2 - 2724.9) \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 2864.9 \text{ kJ/kg}$$

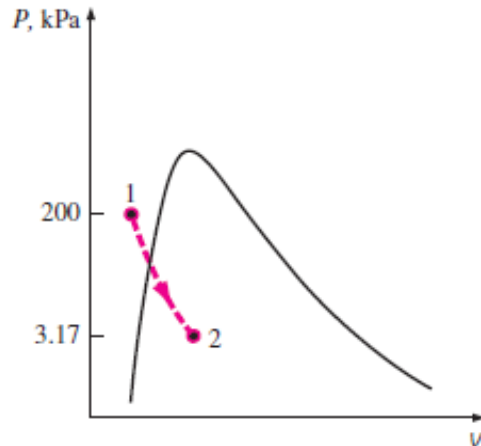
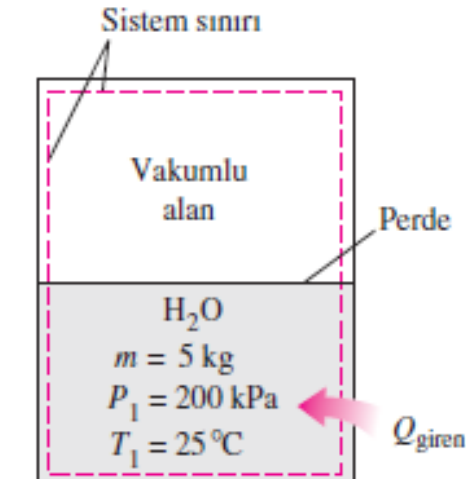
Basınç ve entalpi bilindiği için son durumu tamamen Son durumdaki sıcaklık,

$$\text{Hal 2: } \left. \begin{array}{l} P_2 = 300 \text{ kPa} \\ h_2 = 2864.9 \text{ kJ/kg} \end{array} \right\} T_2 = 200^\circ\text{C}$$

[Tablo A-6](#)

ÖRNEK 4-6: 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 değişimindeki ısı geçişini hesaplayın.



(a) Kap içindeki su başlangıçta sıkıştırılmış sıvıdır, çünkü basıncı (200 kPa), 25°C sıcaklıktaki doyma basıncından (3.1698 kPa) daha yüksektir. Sıkıştırılmış sıvı özellikleri yaklaşık olarak aynı sıcaklıktaki doymuş sıvının özelliklerine eşit kabul edilebilir.

$$v_1 \cong v_{f@25^\circ\text{C}} = 0.001003 \text{ m}^3/\text{kg} \cong 0.001 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{Tablo A-4})$$

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.

$$V_{\text{tank}} = (2)(0.005 \text{ m}^3) = 0.01 \text{ m}^3$$

[Tablo A-4](#)

(b) Son halde, suyun özgül hacmi,

$$v_2 = \frac{V_2}{m} = \frac{0.01 \text{ m}^3}{5 \text{ kg}} = 0.002 \text{ m}^3/\text{kg}$$

olur. Özgül hacim başlangıçtaki iki katı olmuştur. Bu beklenen bir sonuçtur, çünkü sistemin kütlesi sabit kalırken hacmi iki katına çıkmıştır.

$$25^\circ\text{C}'\text{de} \quad v_f = 0.001003 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \text{ve} \quad v_g = 43.340 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{Tablo A-4})$$

$v_f < v_2 < v_g$, olduğu için su, son halde, doymuş sıvı-buhar karışımıdır. Bu nedenle basınç 25°C sıcaklıkta doyma basıncı olacaktır.

$$P_2 = P_{\text{doyma}}@25^\circ\text{C} = 3.1698 \text{ kPa} \quad (\text{Tablo A-4})$$

Örnek 4-6 Devam

(c) Yapılan kabuller ve incelemeler altında, sistem için enerji dengesi,

$$\underbrace{E_{\text{giren}} - E_{\text{çıkan}}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile net enerji transferi}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistem}}}_{\text{İç enerji, kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişim}}$$

$$Q_{\text{giren}} = \Delta U = m(u_2 - u_1)$$

şeklinde yazılabilir. Burada suyun hal değişimi süresince genişlemesine rağmen, sistem olarak tankın sabit sınırları seçildiğinden (kesikli çizgiler) sınır işinin sıfır olduğuna dikkat edilmelidir (Şekil 4-16). Sistem herhangi bir iş etkileşimi içermediğinden $W = 0$ olmaktadır. (Tank içindeki su sistem olarak seçilerek aynı sonuca ulaşılabilir mi?). Başlangıçta,

$$u_1 \cong u_f @ 25^\circ\text{C} = 104.83 \text{ kJ/kg}$$

Tablo A-4

olmaktadır. Son haldeki kuruluk derecesi, özgül hacim değerlerinden hesaplanabilir.

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.002 - 0.001}{43.34 - 0.001} = 2.3 \times 10^{-5}$$

Son haldeki iç enerji u_2 ,

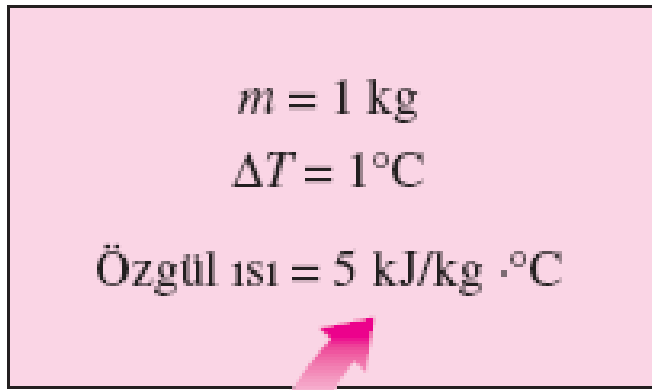
$$\begin{aligned} u_2 &= u_f + x_2 u_{fg} \\ &= 104.83 \text{ kJ/kg} + (2.3 \times 10^{-5})(2304.3 \text{ kJ/kg}) \\ &= 104.88 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

elde edilir. Değeri denklemde yerine yazarsak,

$$Q_{\text{giren}} = (5 \text{ kg})[(104.88 - 104.83) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{0.25 \text{ kJ}}$$

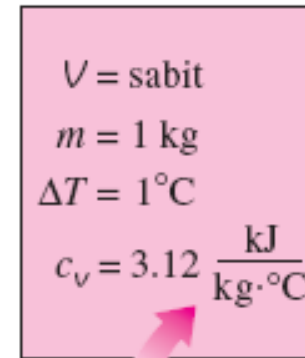
ÖZGÜL ISILAR

- **Sabit hacimde özgül ısı, c_v :** Maddenin birim kütlesinin sıcaklığını sabit hacimde bir derece yükseltmek için gerekli enerji.
- **Sabit basınçta özgül ısı, c_p :** Maddenin birim kütlesinin sıcaklığını sabit basınçta bir derece yükseltmek için gerekli enerji.

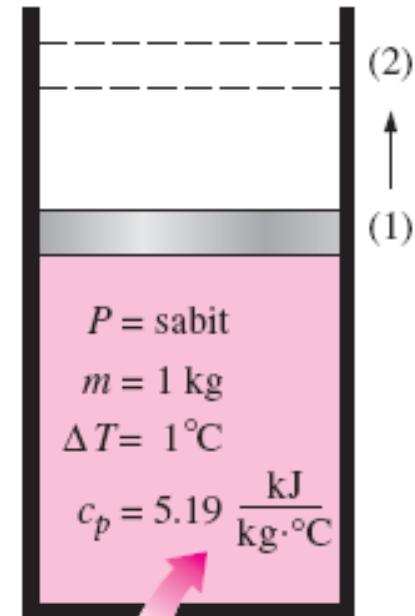


5 kJ

Özgül ısı, maddenin birim kütlesinin sıcaklığını bir derece artırmak için gerekli enerjidir.



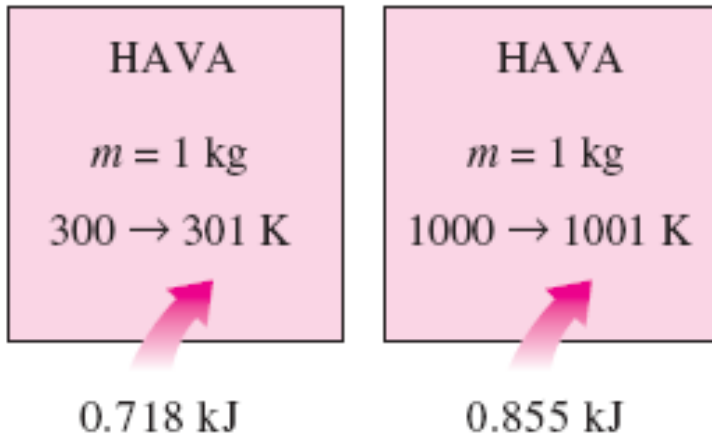
3.12 kJ



5.19 kJ

Sabit hacimde ve sabit basınçta özgül ısılar c_v ve c_p (değerler helyum gazı içindir)

- c_v ve c_p 'nin özellikleri
- c_v 'nin iç enerji değişimleriyle, c_p 'nin ise entalpi değişimleriyle ilişkisi vardır.
- Özgül ısı için yaygın olarak kullanılan birimler $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ veya $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 'dir. Bu iki birim, aynı mıdır?



$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$$

= sabit hacimde, iç enerjinin sıcaklıkla değişimi

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$$

= sabit basınçta entalpinin sıcaklıkla değişimi

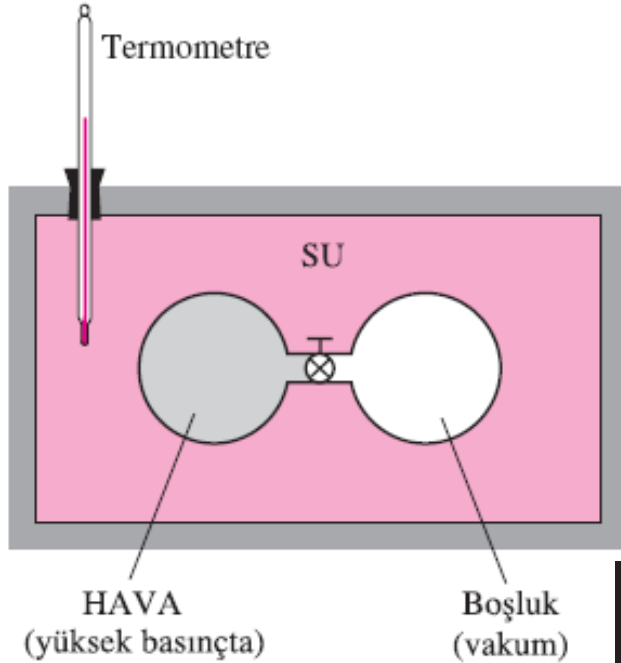
c_v ve c_p 'nin tanımı.

Bir maddenin özgül ısısı sıcaklıkla değişir.

Doğru mu yanlış mı?
 c_p daima c_v 'den büyüktür.

MÜKEMMEL GAZLARIN İÇ ENERJİ, ENTALPİ VE ÖZGÜL ISILARI

Joule'ün deney düzeneğinin genel çizimi.



$$\begin{aligned}u &= u(T) \\h &= h(T) \\c_v &= c_v(T) \\c_p &= c_p(T)\end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned}h &= u + P v \\P v &= R T\end{aligned} \right\} h = u + R T$$

$$\begin{aligned}u &= u(T) & h &= h(T) \\du &= c_v(T) dT & dh &= c_p(T) dT\end{aligned}$$

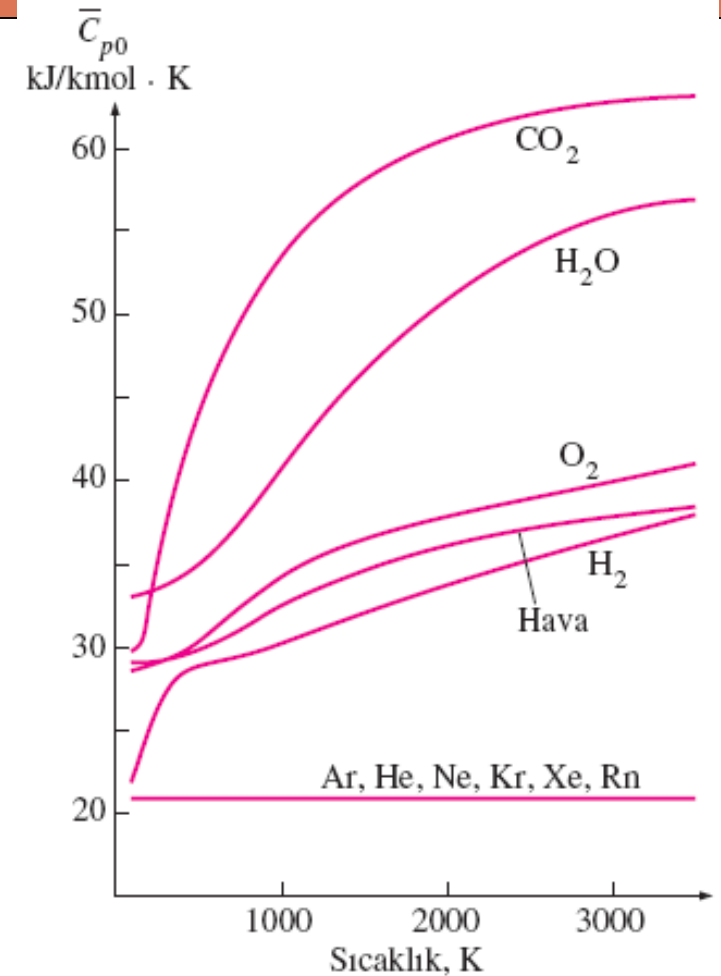
$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v(T) dT$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p(T) dT$$

Mükemmel gazlar için u , h , c_v ve c_p sadece sıcaklıkla değişir.

Mükemmel gazın iç enerji ve entalpi değişimleri

- 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** veya **sıfır basınç özgül ısısı** diye adlandırılır ve c_{p0} , c_{v0} ile gösterilir.



Bazı gazların mükemmel gaz özgül ısıları (c_{p0} denklemleri için [Tablo A-2c'](#)ye bkz).

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 4-25 ve 4-26 numaralı denklemlerdeki integraller alınarak hazırlanmışlardır.

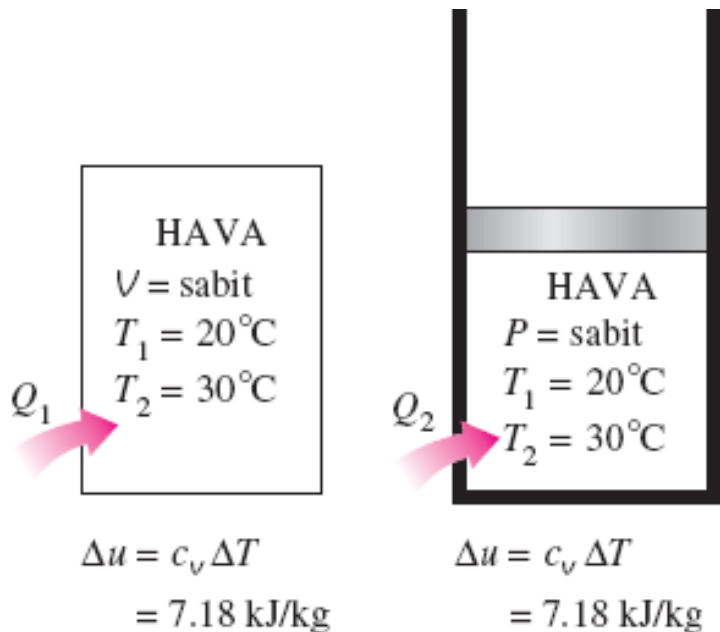
HAVA		
T, K	$u, kJ/kg$	$h, kJ/kg$
0	0	0
.	.	.
.	.	.
300	214.07	300.19
310	221.25	310.24
.	.	.
.	.	.

Mükemmel gaz tabloları hazırlanırken, referans sıcaklığı (0 K) olarak seçilir.

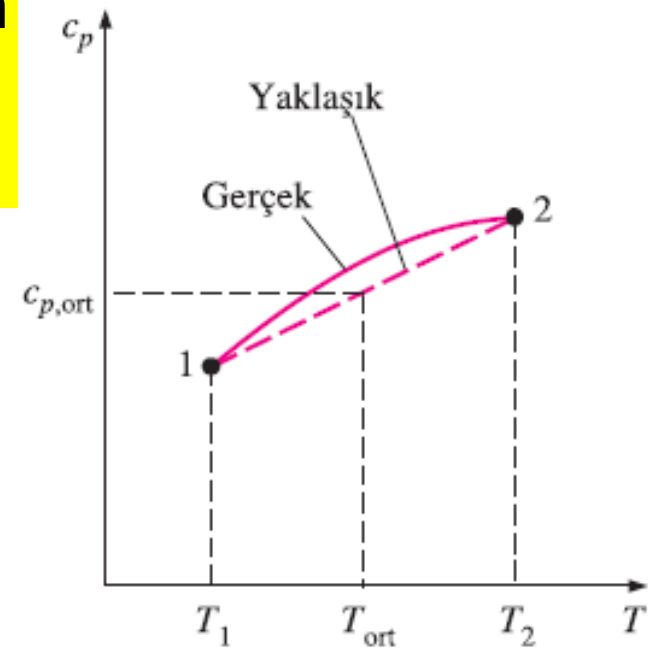
İç enerji ve entalpinin değeri, özgül ısıların ortalama bir değerde sabit alındığı zaman değişir.

$$u_2 - u_1 = c_{v,ort} (T_2 - T_1) \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_2 - h_1 = c_{p,ort} (T_2 - T_1) \quad (\text{kJ/kg})$$



$\Delta u = c_v \Delta T$
bağıntısı, sabit hacimde olsun veya olmasın tüm hal değişimleri için geçerlidir.



Küçük sıcaklık aralıklarında özgül ısıların sıcaklıkla doğrusal olarak değiştiği kabul edilebilir.

Δu ve Δh 'ı hesaplamak için kullanılan üç yol

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 özellikle tabloları bulunamadığı zaman çok uygundur. Sıcaklık aralığı çok büyük olmadığı sürece sonuçlar oldukça hassastır.

$$\Delta u = u_2 - u_1 \text{ (tablo)}$$

$$\Delta u = \int_1^2 c_v(T) dT$$

$$\Delta u \cong c_{v,\text{ort}} \Delta T$$

Δu 'nun hesaplanmasının üç yolu.

Mükemmel Gazlar İçin Özgül Isı Bağıntıları

$$\left. \begin{aligned} h &= \bar{u} + RT, \\ dh &= du + R dT \end{aligned} \right\} \longrightarrow$$

$$dh = c_p dT \text{ ve } du = c_v dT$$

300 K sıcaklıkta hava

$$\left. \begin{aligned} c_v &= 0.718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ R &= 0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned} \right\} c_p = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

veya

$$\left. \begin{aligned} \bar{c}_v &= 20.80 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K} \\ R_u &= 8.314 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K} \end{aligned} \right\} \bar{c}_p = 29.114 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$$

c_p , c_v ve R arasındaki bağıntı.

$$c_p = c_v + R \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

Mol esasına göre

$$\bar{c}_p = \bar{c}_v + R_u \quad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K})$$

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

Özgül ısı oranı

c_p , c_v ve R arasındaki bağıntı

- 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.

Mükemmel bir gazın c_p 'si, c_v ve R biliniyorsa hesaplanabilir.

Δu 'nun hesaplanmasının üç yolu.

ÖRNEK 4-7 : 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-2c](#)), (c) Ortalama özgül ısı değerini kullanarak (Tablo A-2b) hesaplayın.

(a) Havanın iç enerji değişimini hesaplamamanın yollarından biri, Tablo A-17'den T_1 ve T_2 sıcaklıklarında u değerlerini okumak ve aradaki farkı hesaplamaktır.

$$u_1 = u_{@ 300 \text{ K}} = 214.07 \text{ kJ/kg}$$

$$u_2 = u_{@ 600 \text{ K}} = 434.78 \text{ kJ/kg}$$

Böylece,

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (434.78 - 214.07) \text{ kJ/kg} = \mathbf{220.71 \text{ kJ/kg}}$$

(b) Hava için $\bar{c}_p(T)$ Tablo A-2c'de üçüncü dereceden bir polinomla ifade edilmiştir:

$$\bar{c}_p(T) = a + bT + cT^2 + dT^3$$

$$\Delta u = u_2 - u_1 \text{ (tablo)}$$

$$\Delta u = \int_1^2 c_v(T) dT$$

$$\Delta u \equiv c_{v,\text{ort}} \Delta T$$

Burada $a = 28.11$, $b = 0.1967 \times 10^{-2}$, $c = 0.4802 \times 10^{-5}$, ve $d = -1.966 \times 10^{-9}$ olmaktadır. 4-30 numaralı denklemden yararlanarak,

$$\bar{c}_v(T) = \bar{c}_p - R_u = (a - R_u) + bT + cT^2 + dT^3$$

yazılabilir. 4-25 numaralı denklem iç enerji değişimini hesaplamak için kullanılırsa,

$$\Delta \bar{u} = \int_1^2 \bar{c}_v(T) dT = \int_{T_1}^{T_2} [(a - R_u) + bT + cT^2 + dT^3] dT$$

şeklinde yazılır. İntegral alınır ve sayısal değerler yerlerine konursa,

$$\Delta \bar{u} = 6447 \text{ kJ/kmol}$$

değeri bulunur. Birim kütle için iç enerji değişimi, bu değerin havanın mol kütlelerine (Tablo A-1) bölünmesiyle elde edilir:

Tablo A-1

$$\Delta u = \frac{\Delta \bar{u}}{M} = \frac{6447 \text{ kJ/kmol}}{28.97 \text{ kg/kmol}} = 222.5 \text{ kJ/kg}$$

Bu değer tam sonuca göre yüzde 0.8 farklıdır.

(c) Sabit hacimde özgül ısının tam değeri, ortalama sıcaklık $(T_1 + T_2)/2 = 450 \text{ K}$ için, Tablo A-2b'den,

Tablo A-2b

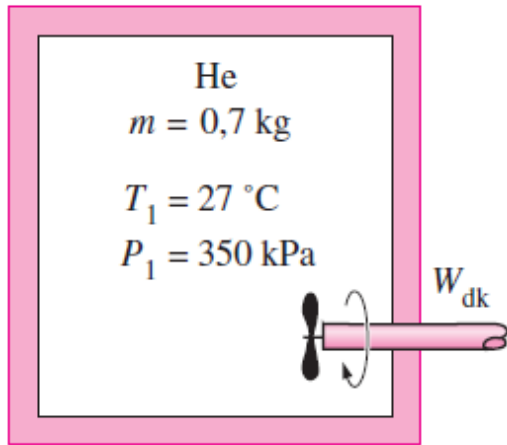
$$c_{v,\text{ort}} = c_{v@450\text{ K}} = 0.733 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

bulunur. Böylece,

$$\begin{aligned} \Delta u &= c_{v,\text{ort}} (T_2 - T_1) = (0.733 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})[(600 - 300)\text{K}] \\ &= 220 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

ÖRNEK 4-8: Sabit hacimli yalıtılmış bir kapalı kaptaki, başlangıçta 27 °C sıcaklık ve 350 kPa basınçta 0.7 kg helyum bulunmaktadır. Kap içindeki helyum, yarım saat süreyle, 0.015 kW gücünde bir döner kanatla karıştırılmaktadır. Son halde helyum gazının (a) sıcaklığını, (b) basıncını hesaplayın.

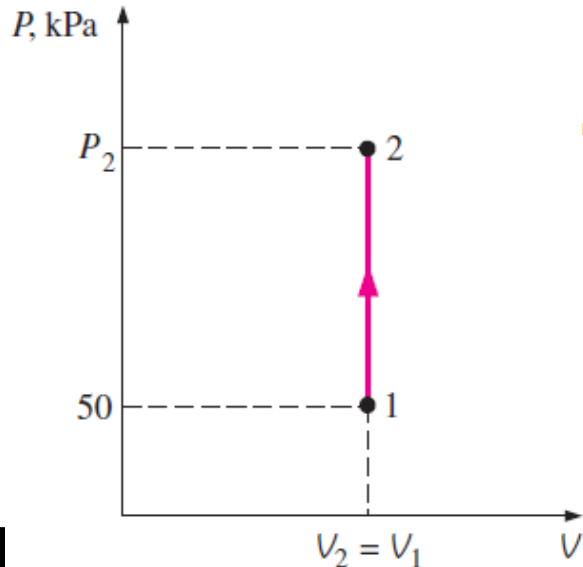
Sistem üzerinde yapılan döner kanat işi,



$$W_{dk} = \dot{W}_{dk} \Delta t = 0.015 \text{ (kW)} 30 \text{ (dak)} 60 \text{ (s)} = 27 \text{ kJ}$$

$$\underbrace{E_{\text{giren}} - E_{\text{çıkan}}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile transfer edilen net enerji}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistem}}}_{\text{İç enerji, kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişim}}$$

$$W_{dk, \text{giren}} = \Delta U = m(u_2 - u_1) = mc_{v, \text{ort}} (T_2 - T_1)$$



$$27 \text{ (kJ)} = 0.07 \text{ (kg)} 3.1156 \text{ (kJ/kg} \cdot \text{ }^{\circ}\text{C)} (T_2 - 27) \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

$$T_2 = 39.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Son haldeki basınç mükemmel gaz hal denkleminde hesaplanabilir:

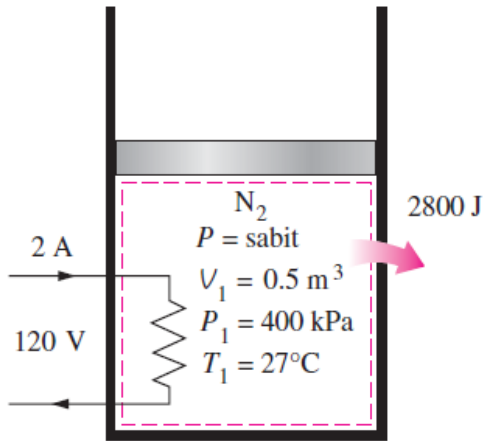
$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

$$\frac{350 \text{ kPa}}{(27 + 273) \text{ K}} = \frac{P_2}{(39.4 + 273) \text{ K}}$$

$$P_2 = 364.5 \text{ kPa}$$

ÖRNEK

Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 400 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta 0.5 m³ 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 özellik tablosunu ([Tablo A-18](#)) kullanarak belirleyin.



İlk olarak azot üzerinde yapılan elektrik işi hesaplanabilir:

$$W_e = VI \Delta t = (120 \text{ V})(2 \text{ A})(5 \times 60 \text{ s}) \left(\frac{1 \text{ kJ/s}}{1000 \text{ VA}} \right) = 72 \text{ kJ}$$

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(400 \text{ kPa})(0.5 \text{ m}^3)}{(0.297 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K})} = 2.245 \text{ kg}$$

Yukarıda yapılan kabuller ve analizler yardımıyla sistem için enerji dengesi,

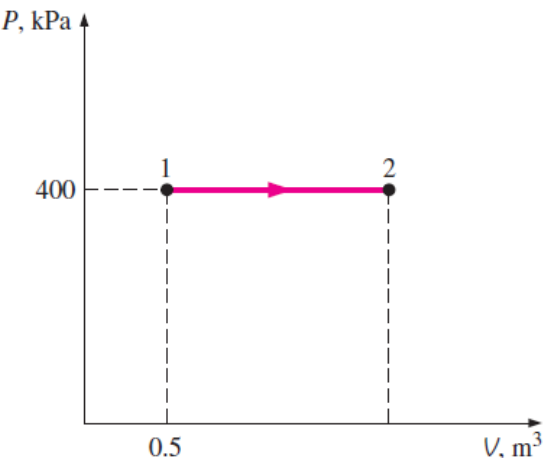
$$\underbrace{E_{\text{in}} - E_{\text{out}}}_{\text{Net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta E_{\text{system}}}_{\text{Change in internal, kinetic, potential, etc., energies}}$$

$$W_{e, \text{in}} - Q_{\text{out}} - W_b = \Delta U$$

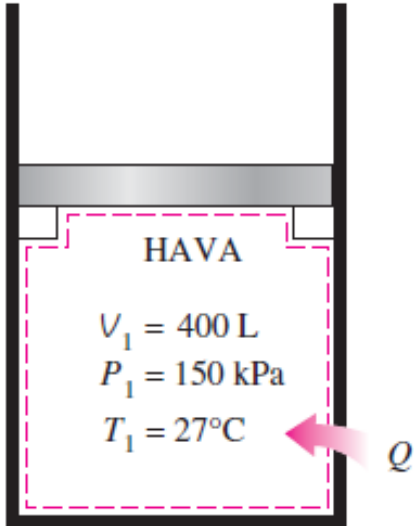
$$W_{e, \text{in}} - Q_{\text{out}} = \Delta H = m(h_2 - h_1) = mc_p(T_2 - T_1)$$

$$72 \text{ kJ} - 2.8 \text{ kJ} = (2.245 \text{ kg})(1.039 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(T_2 - 27^\circ\text{C})$$

$$T_2 = 56.7^\circ\text{C}$$



ÖRNEK: Bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 150 kPa basınç ve 27 °C sıcaklıkta hava vardır. Bu durumda piston Şekil'de 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.



(a) Son haldeki sıcaklık

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_3 V_3}{T_3} \longrightarrow \frac{(150 \text{ kPa})(V_1)}{300 \text{ K}} = \frac{(350 \text{ kPa})(2V_1)}{T_3}$$

$$T_3 = 1400 \text{ K}$$

(b) Yapılan iş

$$A = (V_2 - V_1)(P_2) = (0.4 \text{ m}^3)(350 \text{ kPa}) = 140 \text{ m}^3 \text{ kPa}$$

Therefore,

$$W_{13} = 140 \text{ kJ}$$

(c) Yukarıda yapılan kabuller ve analizler yardımıyla sistem için başlangıç ve son haller arasındaki (hal değişimi 1-3) enerji dengesi,

$$Q_{\text{giren}} - W_{s, \text{çıkan}} = \Delta U = m(u_3 - u_1)$$

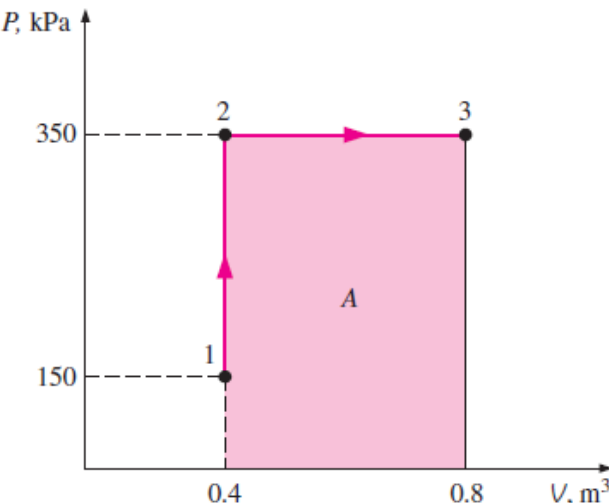
$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(150 \text{ kPa})(0.4 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K})} = 0.697 \text{ kg}$$

$$u_1 = u @ 300 \text{ K} = 214.07 \text{ kJ/kg}$$

$$u_3 = u @ 1400 \text{ K} = 1113.52 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{\text{in}} - 140 \text{ kJ} = (0.697 \text{ kg})[(1113.52 - 214.07) \text{ kJ/kg}]$$

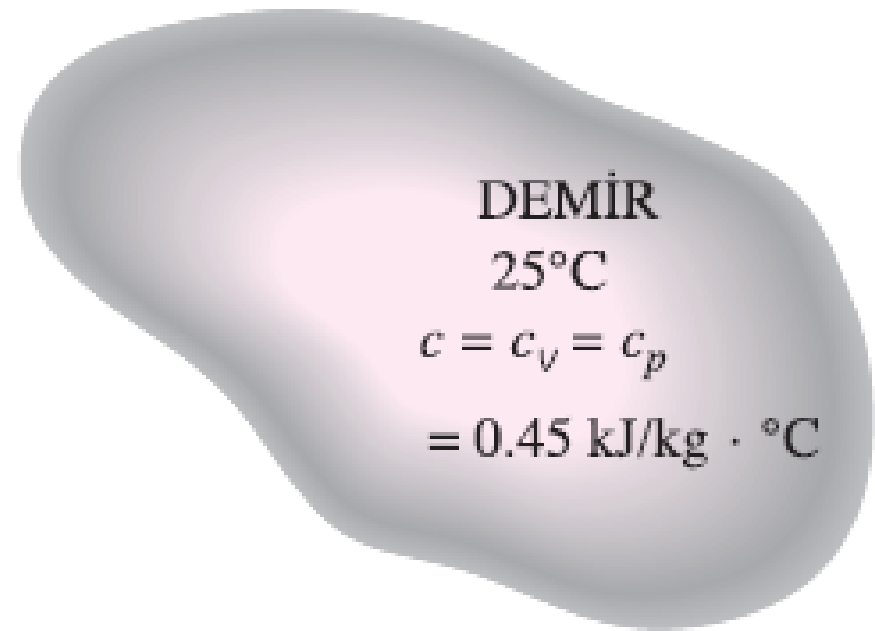
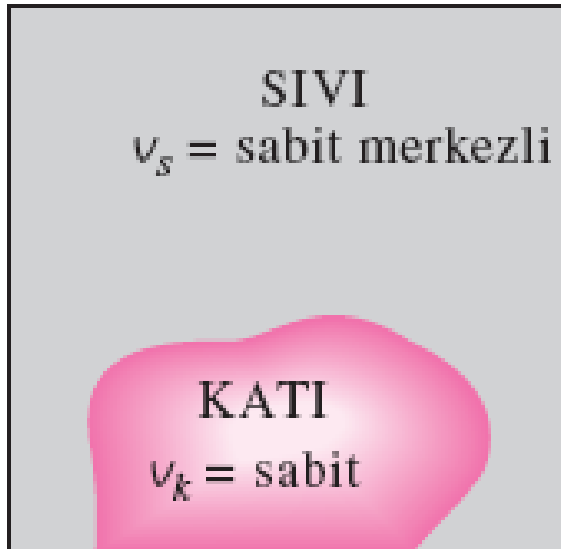
$$Q_{\text{in}} = 766.9 \text{ kJ}$$



KATI VE SIVILARIN İÇ ENERJİ, ENTALPİ VE ÖZGÜL ISILARI

Sıkıştırılamayan madde: Özgül hacmi veya yoğunluğu sabit olan maddeye.

Katı ve **sıvıların** özgül hacimleri bir hal değişimi sırasında hemen hemen sabit kalır.



Sıkıştırılamayan maddelerin
özgül hacimleri bir hal
değişimi sırasında **sabit** kalır.

Sıkıştırılamayan maddelerde c_v
ve c_p **değerleri** eşittir ve c ile
gösterilir.

İç Enerji Değişimleri

$$du = c_v dT = c(T) dT \quad \Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c(T) dT \quad (\text{kJ/kg})$$
$$\Delta u \cong c_{\text{ort}} (T_2 - T_1) \quad (\text{kJ/kg})$$

Entalpi Değişimi

$$h = u + Pv$$
$$dh = du + v dP + P d\overset{\nearrow 0}{v} = du + v dP$$

$$\Delta h = \Delta u + v \Delta P \cong c_{\text{avg}} \Delta T + v \Delta P \quad (\text{kJ/kg})$$

Katılar için, $v \Delta P$ terimi ihmal edilebilecek kadar küçüktür, bu nedenle $\Delta h = \Delta u \cong c_{\text{ort}} \Delta T$. Sıvılar için iki özel durumla karşılaşılabilir:

1. Sabit basınçta hal değişimi, ısıtıcılarda ; ($\Delta P = 0$): $\Delta h = \Delta u \cong c_{\text{ort}} \Delta T$
2. Sabit sıcaklıkta hal değişimi, pompalarda ; ($\Delta T = 0$): $\Delta h = v \Delta P$

$$h_{@P,T} \cong h_{f@T} + v_{f@T}(P - P_{\text{sat}@T})$$

Sıkıştırılmış sıvı entalpisi

Son terimin etkisi genellikle çok küçüktür ve ihmal edilebilir. $h_{@P,T} \cong h_{f@T}$

ÖRNEK: 100 °C sıcaklık ve 15 MPa basınçtaki suyun entalpisini, (a) Sıkıştırılmış sıvı tablolarını kullanarak, (b) Aynı sıcaklıkta doymuş sıvı kabul ederek, (c) 4-38 no lu denklemle verilen düzeltmeyi kullanarak bulunuz.

Çözüm Suyun entalpsi tam ve yaklaşık olarak belirlenmelidir.

Analiz 100 °C sıcaklıkta, suyun doyma basıncı 101.42 kPa olmaktadır. $P > P_{\text{doyma}}$ olduğundan verilen hal, sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir.

(a) Sıkıştırılmış sıvı tablolarından ([Tablo A-7](#))

$$\left. \begin{array}{l} P = 15 \text{ MPa} \\ T = 100^\circ \text{C} \end{array} \right\} h = 430.39 \text{ kJ/kg}$$

elde edilir. Bu değer, tam değerdir.

(b) Sıkıştırılmış sıvı özelliklerinin, genellikle yapıldığı gibi, yaklaşık olarak aynı sıcaklıkta doymuş sıvının özelliklerine eşit olduğu kabul edilirse; [Tablo A-4](#)

$$h \cong h_{f@100^\circ \text{C}} = 419.17 \text{ kJ/kg}$$

bulunur. Bu değerdeki hata yaklaşık yüzde 2.6 dır.

(c) 4-38 No lu denklem kullanılarak entalpi,

$$h_{@P,T} \cong h_{f@T} + v_{f@T} (P - P_{\text{doy}@T}) = 419.7 + 0.001(15000 - 101.42) = 434.07 \text{ (kJ/kg)}$$

bulunur. Düzeltme ile hata yüzde 1.0 'e düşmüştür. Hala hassas kabul edilemez.

ÖRNEK: Kütlesi 50 kg olan, 80 °C sıcaklıkta bir demir külçesi, içinde 25 °C sıcaklıkta 0.5 m³ su bulunan yalıtılmış bir kaba konmaktadır. Isıl denge sağlandığı zaman sıcaklık ne olur?

Çözüm Demir külçesi yalıtılmış kap içerisindeki suya konulmaktadır. Isıl dengenin sağlandığı durumdaki sıcaklık belirlenmelidir.

Kabuller (1) Su ve demir külçesi sıkıştırılamayan maddedir, (2) Su ve demir külçesi için oda sıcaklığında sabit özgül ısılar alınabilir, (3) Sistem hareketsizdir ve bu nedenle kinetik ve potansiyel enerji değişimleri sıfırdır ($\Delta KE = \Delta PE = 0$ ve $\Delta E = \Delta U$). (4) Elektrik işi, mil işi veya herhangi bir iş söz konusu değildir. (5) Sistem yalıtılmıştır, bu nedenle ısı geçişi yoktur.

Analiz Kabin tamamı sistem olarak seçilebilir. Hal değişimi sırasında sistem sınırlarından kütle geçişi olmadığından, bu bir kapalı sistemdir. Kabin hacminin sabit olduğuna, bu nedenle hareketli sınır işinin olmadığına dikkat edilmelidir.

Sistem için enerji dengesi;

$$\underbrace{E_{\text{giren}} - E_{\text{çıkan}}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile net enerji transferi}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistem}}}_{\text{İç enerji, kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişim}} \quad (\text{kJ})$$

$$0 = \Delta U$$



olur.

ÖRNEK: Kütlesi 50 kg olan, 80 °C sıcaklıkta bir demir külçesi, içinde 25 °C sıcaklıkta 0.5 m³ su bulunan yalıtılmış bir kaba konmaktadır. Isıl denge sağlandığı zaman sıcaklık ne olur?

Toplam iç enerji yaygın bir özelliktir. Bu sebeple sistemin iç enerjisi, sistemi oluşturan parçaların iç enerjilerinin toplamı olarak yazılabilir.

Sistem için toplam iç enerji değişimi,

$$\Delta U_{sis} = \Delta U_{demir} + \Delta U_{su} = 0$$

$$[m c (T_2 - T_1)]_{demir} + [m c (T_2 - T_1)]_{su} = 0$$

Oda sıcaklığına yakın sıcaklıklarda suyun özgül hacmi 0.001 m³/kg alınabilir. Bu durumda suyun kütlesi,

$$m_{su} = \frac{V}{v} = \frac{0.5}{0.001} = 500 \text{ kg}$$

olur. Demirin ve suyun özgül ısıları Tablo A-3 'ten $c_{demir} = 0.45 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ ve $c_{su} = 4.18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ olarak alınır. Bu değerler enerji denkleminde yerlerine konularak son haldeki sıcaklık;

$$50 \times 0.45(T_2 - 80) + 500 \times 4.18 (T_2 - 25) = 0 \text{ ve } T_2 = 25.6^\circ\text{C}$$

olur. Bu sıcaklık, hem demir ve hem de suyun ısı denge sıcaklığıdır.

Özet

- Hareketli sınır işi
 - W_s izotermal işlem için
 - W_s Sabit basınçlı işlem için
 - W_s Politropik işlem için
- Kapalı sistemlerde enerji dengesi
 - Sabit basınçta sıkıştırma ve genişleme işlemi için enerji dengesi
- Özgül Isı
 - Sabit basınçta özgül ısı, c_p
 - Sabit hacimde özgül ısı, c_v
- Mükemmel gazlarda iç enerji , entalpi, ve özgül ısı
 - Mükemmel gazlar için özgül ısı
- Katı ve sıvıların iç enerji, entalpi ve özgül ısıları

Bölüm 5

KONTROL HACİMLERİ İÇİN KÜTLE VE ENERJİ ÇÖZÜMLEMESİ

Amaçlar

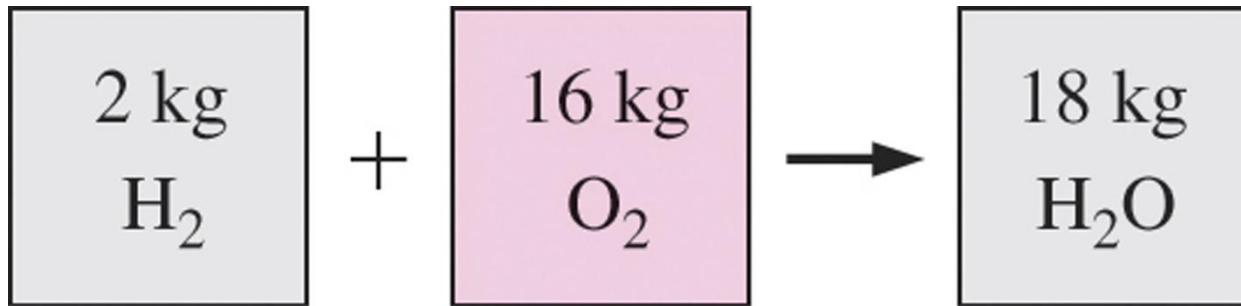
- Kütlenin korunumu ilkesi geliştirilecektir.
- Kütlenin korunumu ilkesi sürekli ve sürekli olmayan akış sistemlerini içeren çeşitli sistemlere uygulanacaktır.
- Termodinamiğin birinci kanununu enerjinin korunumu ilkesi olarak açık sistemlere ve kontrol hacimlerine uygulanacaktır.
- Akışkan akımı ile kontrol yüzeyinden taşınan akışkanın iç enerji, akış işi, kinetik enerji ve potansiyel enerjinin toplamı olan enerji tanımlanacak ve iç enerji ve akış işi bileşimlerinin entalpi özeliği ile ilgilendirilecektir.
- Yaygın olarak kullanılan lüleler, kompresörler, türbinler, kısılma vanaları, karıştırıcılar ve ısı değiştiricileri gibi sürekli akış sistem problemleri çözülecektir.
- Enerjinin korunumu sürekli olmayan akış sistemlerine uygulanacak ve özellikle sıkça karşılaşılan basınçlı kapların doldurulması ve boşaltılması gibi düzgün akışlı açık sistem modeli üzerinde durulacaktır.

KÜTLENİN KORUNUMU

Kütlenin korunumu: Kütle de enerji gibi korunum yasalarına uyar; başka bir deyişle, var veya yok edilemez.

Kapalı sistemlerde: Sistemin kütlesi hal değişimi sırasında sabit kalır.

Kontrol hacmi: Sınırlarından kütle geçişi olduğu için, kontrol hacmine giren ve çıkan kütlenin hesabını yapmak gerekir.



Kütle kimyasal reaksiyonlarda bile korunur.

Kütle m ve enerji E bir diğerine dönüşebilir

$$E = mc^2$$

Burada c ışık hızını göstermektedir ve $c = 2.9979 \times 10^8$ dir.

Bir sistemin enerjisi değiştiği zaman kütlesini de değişecektir.

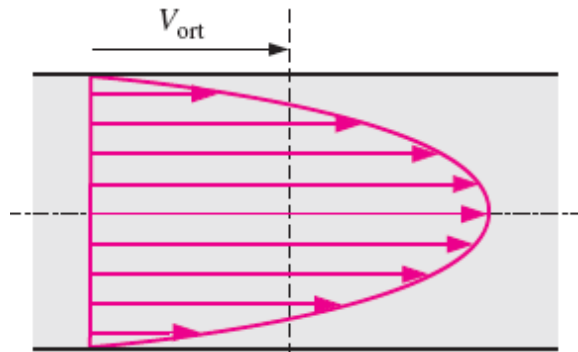
Kütle Debisi ve Hacimsel Debi

$$\delta \dot{m} = \rho V_n dA_c$$

$$\dot{m} = \int_{A_c} \delta \dot{m} = \int_{A_c} \rho V_n dA_c$$

$$\dot{m} = \rho V_{\text{ort}} A_c \quad (\text{kg/s})$$

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \frac{\dot{V}}{\nu} \quad \text{Kütle debisi}$$



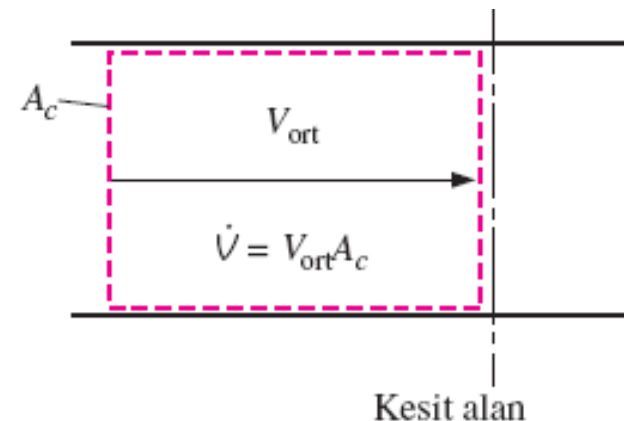
Boru içindeki ortalama hız Vort kesit alanı boyunca olan hızın ortalamasıdır.

$$V_{\text{ort}} = \frac{1}{A_c} \int_{A_c} V_n dA_c$$

Ortalama hızın tanımlanması

Hacimsel debi

$$\dot{V} = \int_{A_c} V_n dA_c = V_{\text{ort}} A_c = V A_c \quad (\text{m}^3/\text{s})$$



Hacimsel debi, kesitten birim zamanda geçen akışkan hacmidir.

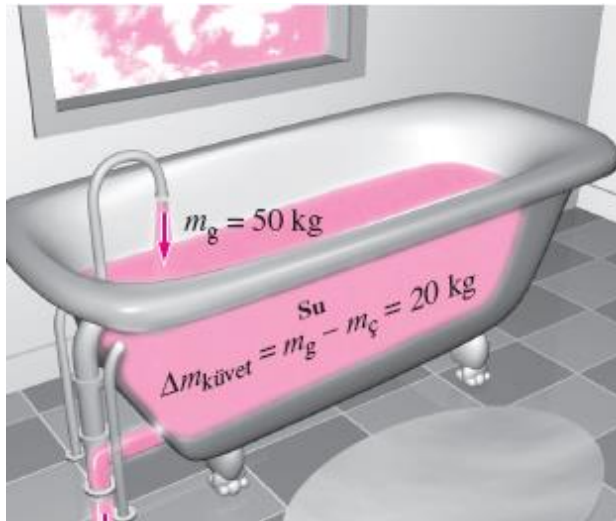
Kütlenin Korunumu İlkesi

Bir kontrol hacmi için kütlenin korunumu ilkesi: Bir kontrol hacmine veya kontrol hacminden Δt zaman aralığında olan kütle geçişi, aynı zaman aralığında kontrol hacmindeki toplam kütledeki değişime (azalma veya artma) eşittir.

$$\left(\begin{array}{c} KH' \text{ ne giren} \\ \text{toplam kütle} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} KH' \text{ den çıkan} \\ \text{toplam kütle} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} KH \text{ içinde toplam} \\ \text{kütle değişimi} \end{array} \right)$$

$$m_g - m_{\varsigma} = \Delta m_{KH} \quad (\text{kg})$$

$$\dot{m}_g - \dot{m}_{\varsigma} = dm_{KH}/dt \quad (\text{kg/s})$$



Sıradan bir banyo küveti için kütlenin korunumu ilkesi.

Kütlenin korunumu

$$\frac{d}{dt} \int_{KH} \rho dV + \int_{KY} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = 0$$

Kütlenin korunumu ilkesi

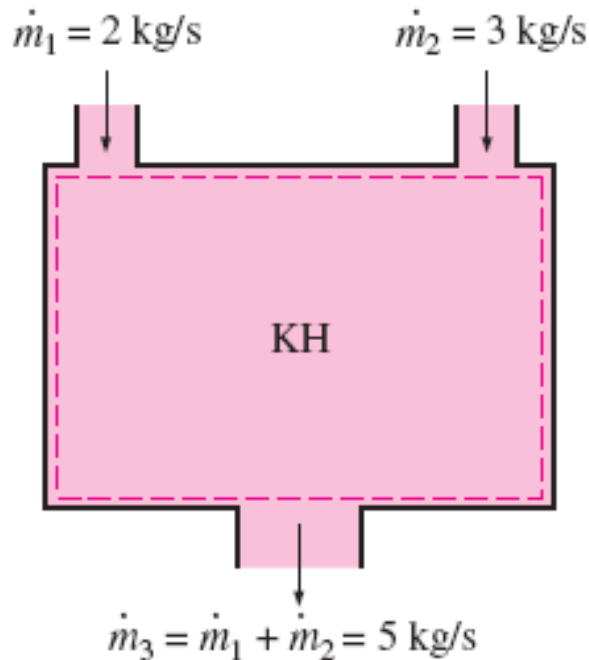
$$\frac{d}{dt} \int_{KH} \rho dV = \sum_g \dot{m} - \sum_{\varsigma} \dot{m}$$

veya
$$\frac{dm_{KH}}{dt} = \sum_g \dot{m} - \sum_{\varsigma} \dot{m}$$

Sürekli Akışlı Sistemlerde Kütle Dengesi

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanla değişmez ($m_{KH} = \text{sabit}$).

Bu durumda, kütle korunumu ilkesi uyarınca **kontrol hacmine giren toplam kütle, kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşit olması gerekir**



Sürekli akışlı açık sistemlerde, bir zaman süresince sisteme giren veya çıkan kütleden çok, *kütle debisi* m önem kazanır.

$$\sum_g \dot{m} = \sum_s \dot{m} \quad (\text{kg/s})$$

Çok girişli ve çıkışlı

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \rightarrow \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2$$

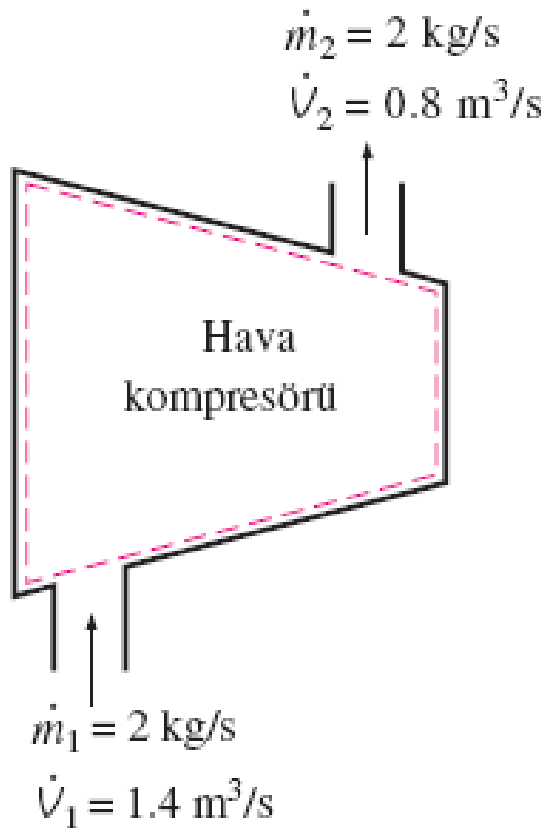
Tek akışlı

Lüle, türbin, kompresör, pompa gibi mühendislik uygulamalarının birçoğunda, sadece bir akış, bu nedenle de bir giriş ve bir çıkış söz konusudur.

İki giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı sistem için kütle korunumu ilkesi

Özel Durum: Sıkıştırılamaz Akışlar

Kütlenin korunumu bağıntısı sıkıştırılamaz akışkanlarda, genellikle sıvılarda basitleştirilebilir.



$$\sum_g \dot{V} = \sum_s \dot{V} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

Sürekli,
sıkıştırılamaz akış

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 \rightarrow V_1 A_1 = V_2 A_2$$

Sürekli, sıkıştırılamaz
akış (tek akışlı)

“Hacmin korunumu ilkesi” gibi bir şey olamaz.

Bununla birlikte, sıvıların sürekli akışları için, hacimsel debi, kütle debisi gibi sabit kalabilir çünkü sıvılar genelde sıkıştırılamaz maddelerdir.

Sürekli akışlı açık bir sistemde giren ve çıkan hacimsel debilerin eşit olması gerekmez.

ÖRNEK 5-1: Bir bahçe hortumuna 40 Lt'lik bir kovayı doldurmak için bir fıskiye takılmıştır. Hortumun iç çapı 2 cm olup lüle çıkışında 0.8 cm ye düşmektedir. Kovayı doldurmak 50 sn sürdüğüne göre; (a) hortum boyunca olan kütle debisini (b) fıskiye çıkışındaki ortalama hızı hesaplayın.

ÇÖZÜM Soruda kovayı doldurmak için kullanılan bahçe hortumundaki suyun kütle debisinin ve suyun fıskiye çıkışındaki ortalama hızı sorulmaktadır.

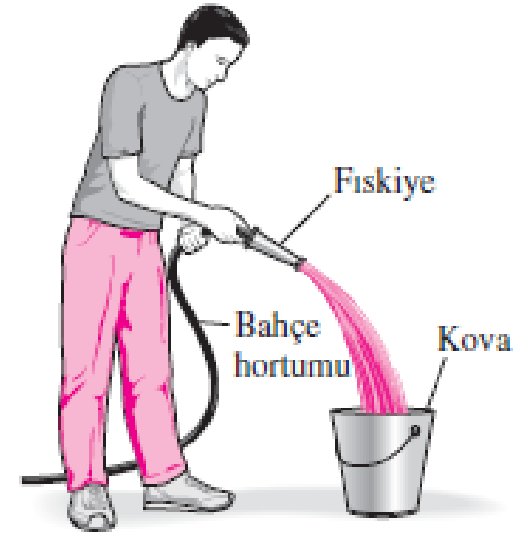
Kabuller (1) Su sıkıştırılmaz maddedir, (2) hortum boyunca akış süreklidir, (3) Kova dolarken herhangi bir su sıçraması yoktur.

Özellikler Suyun yoğunluğu 1000 kg/m^3 tür.

Analiz (a) 40 litre suyun kovaya dolması 50 s sürdüğüne göre suyun **hacim ve kütle debileri** aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{V} = \frac{V}{\Delta t} = \frac{40 \text{ (L)}}{50 \text{ (s)}} = 0,8 \left(\frac{\text{L}}{\text{s}} \right)$$

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \frac{40 \text{ (L)}}{50 \text{ (s)}} = 1 \left(\frac{\text{kg}}{\text{L}} \right) \times 0,8 \left(\frac{\text{L}}{\text{s}} \right) = 0,8 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$



(b) Fıskiye çıkışının kesit alanı

ÖRNEK 5-1: Bir bahçe hortumuna 40 Lt'lik bir kovayı doldurmak için bir fıskiye takılmıştır. Hortumun iç çapı 2 cm olup lüle çıkışında 0.8 cm ye düşmektedir. Kovayı doldurmak 50 sn sürdüğüne göre; (a) hortum boyunca olan kütle debisini (b) fıskiye çıkışındaki ortalama hızı hesaplayın.

(b) Fıskiye çıkışının kesit alanı

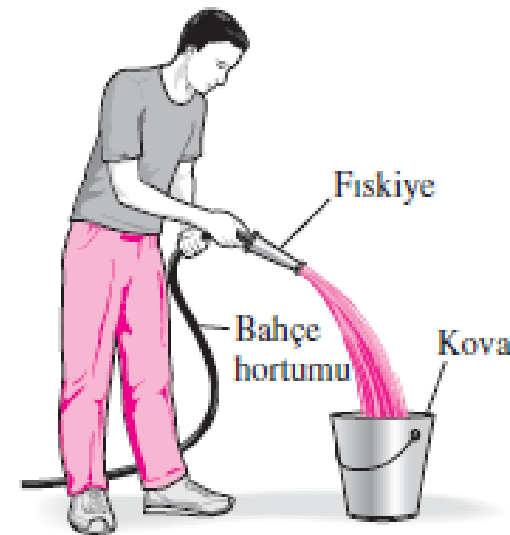
$$A_{\zeta} = \pi r_{\zeta}^2 = \pi \times 0,4 (cm^2) = 0,5027 cm^2 \\ = 0,5027 \times 10^{-4} m^2$$

olur. Hortum boyunca ve fıskiye çıkışındaki hacimsel debi sabittir. Fıskiye çıkışındaki suyun ortalama hızı,

$$V_{\zeta} = \frac{\dot{V}}{A_{\zeta}} = \frac{0,8 (L/s)}{0,5027 \times 10^{-4} m^2} \left(\frac{1 (m^3)}{1000 (L)} \right) = 15,9 (m/s)$$

olarak blunur.

Tartışma Hortumdaki ortalama hız 2.5 m/s iken fıskiyenin, suyun hızını 6 kat artırdığı görülmektedir.



(b) Fıskiye çıkışının kesit alanı

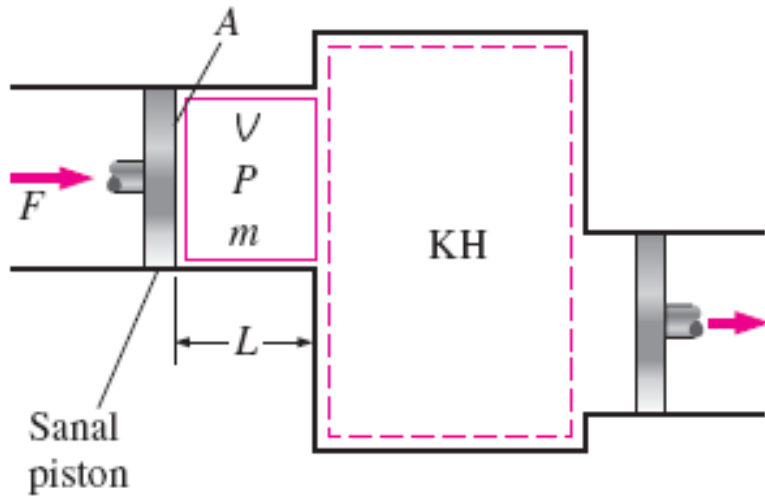
AKIŞ İŞİ VE AKIŞKANIN ENERJİSİ

Akış işi veya akış enerjisi: İş veya Enerji kütlenin kontrol hacmine girebilmesi veya kontrol hacminden çıkabilmesi için gereklidir. Bu iş kontrol hacminde akış olması için gereklidir.

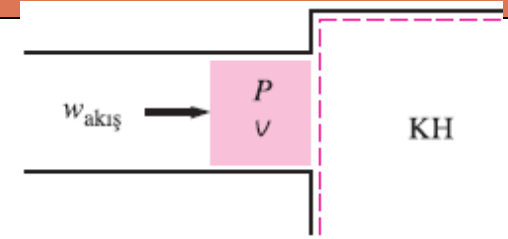
$$F = PA$$

$$W_{\text{akış}} = FL = PAL = PV \quad (\text{kJ})$$

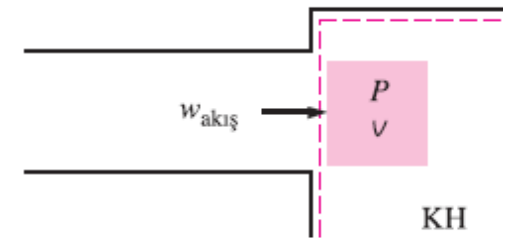
$$w_{\text{akış}} = PV \quad (\text{kJ/kg})$$



Akış işinin gösterimi.



(a) Girişten önce



(b) Girişten sonra

İvme olmaksızın pistonun akışkana uyguladığı kuvvet akışkanın piston üzerine etkidiği kuvvete eşittir.

Akışkanın Toplam Enerjisi

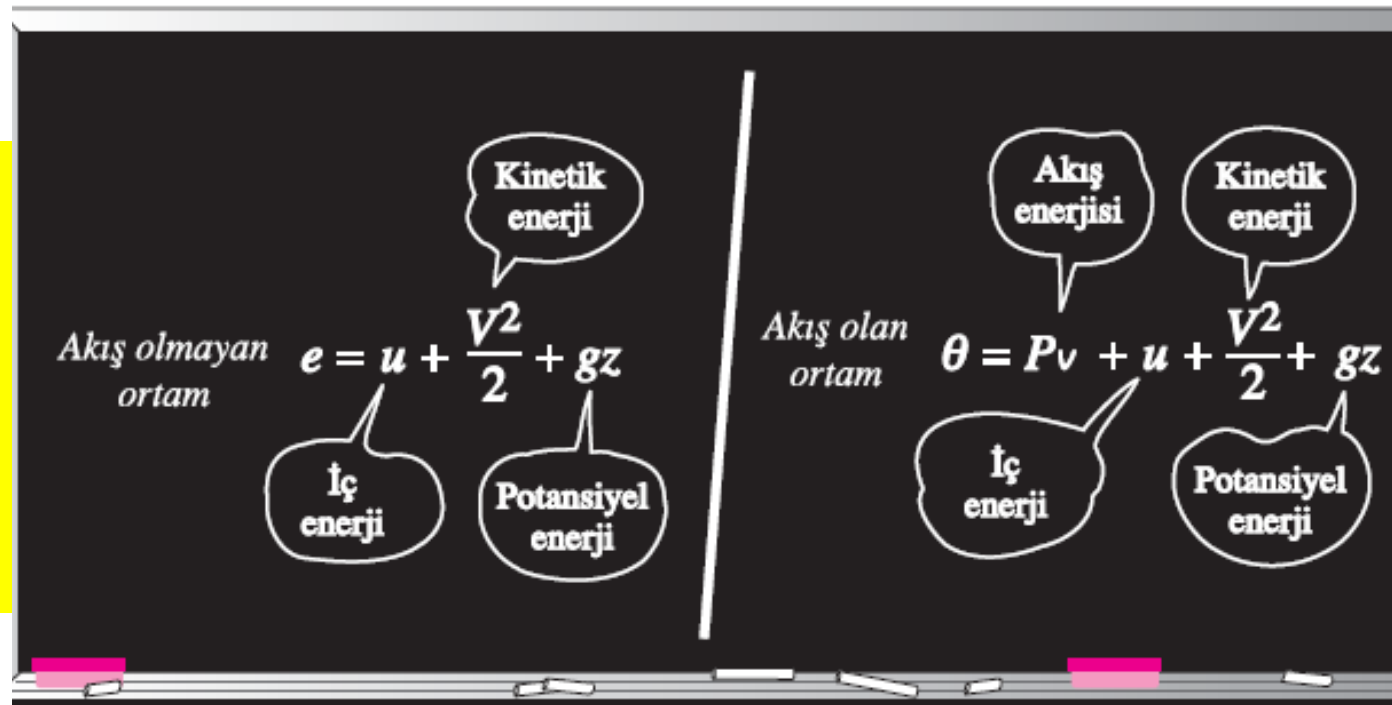
$$e = u + ke + pe = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg})$$

$$\theta = Pv + e = Pv + (u + ke + pe) \quad h = u + Pv$$

$$\theta = h + ke + pe = h + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg})$$

Akış enerjisi otomatik olarak entalpi tarafından kapsanır. Aslında, bu entalpinin özelliklerini tanımlamak için başlıca nedendir.

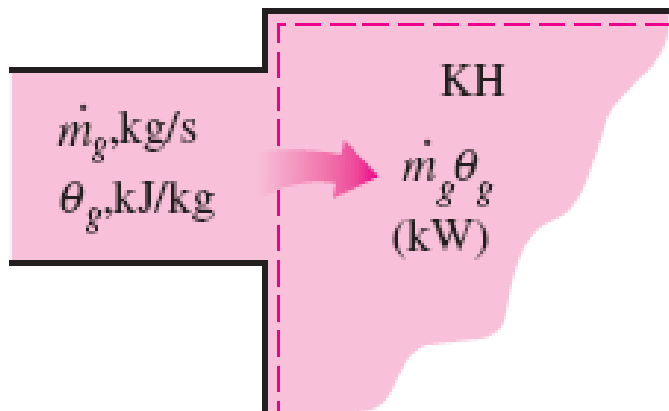
Akışın olmadığı bir ortamda toplam enerji üç terimden, akış olan bir ortamda ise dört terimden oluşur.



Kütle ile Enerji Aktarımı

Aktarılan Enerji Miktarı: $E_{\text{kütle}} = m\theta = m\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \quad (\text{kJ})$

Aktarılan Enerji Oranı $\dot{E}_{\text{kütle}} = \dot{m}\theta = \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \quad (\text{kW})$



Akışkan kontrol hacminden geçerken kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişim göz ardı edilebilir.

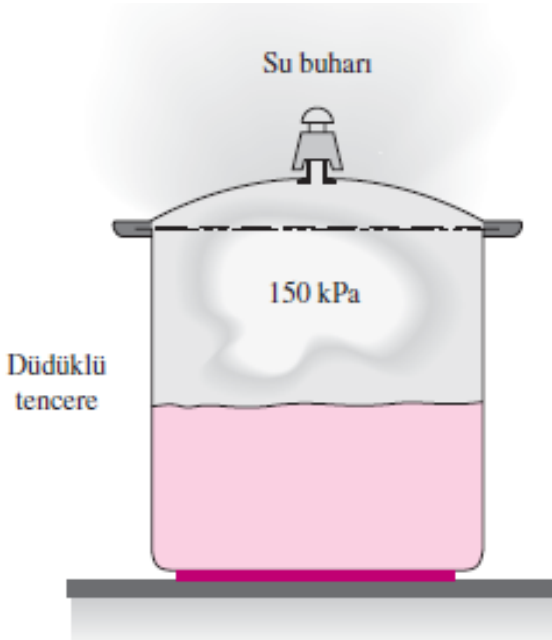
$$E_{\text{mass}} = mh \quad \dot{E}_{\text{mass}} = \dot{m}h$$

Kütlenin özellikleri her bir giriş yada çıkışta giriş kesiti üzerindeki gibi zamanla değişir.

$$E_{\text{g,kütle}} = \int_{m_g} \theta_g \delta m_g = \int_{m_g} \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \delta m_g$$

$m_g \theta_g$ terimi kontrol hacmine birim zamanda kütle ile aktarılan enerjiyi gösterir.

ÖRNEK 5-3: Çalışma basıncı 150 kPa olan 4 litrelik bir düdüklü tencereden buhar çıkmaktadır. Sürekli çalışma şartlarında 40 dakika sonra düdüklü tenceredeki sıvı miktarında 0.6 litre azalma olmaktadır. Çıkış kesit alanının 0.8 mm^2 olduğuna göre; (a) Buharın çıkış kütle debisini ve hızını, (b) Buharın birim kütledeki akış enerjisini ve toplam enerjisini ve (c) Buharın düdüklü tencereyi terk ettiği enerji oranını hesaplayınız.



$$m = \frac{\Delta V_{\text{sıvı}}}{v_f} = \frac{0.6 \text{ L}}{0.001053 \text{ m}^3/\text{kg}} \left(\frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}} \right) = 0.570 \text{ kg}$$

$$\dot{m} = \frac{m}{\Delta t} = \frac{0.570 \text{ kg}}{40 \text{ dak}} = 0.0142 \text{ kg/dak} = 2.37 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_g A_c} = \frac{\dot{m} v_g}{A_c} = \frac{(2.37 \times 10^{-4} \text{ kg/s})(1.1594 \text{ m}^3/\text{kg})}{8 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = 34.3 \text{ m/s}$$

$$e_{\text{akış}} = Pv = h - u = 2693.1 - 2519.2 = 173.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\theta = h + ke + pe \cong h = 2693.1 \text{ kJ/kg}$$

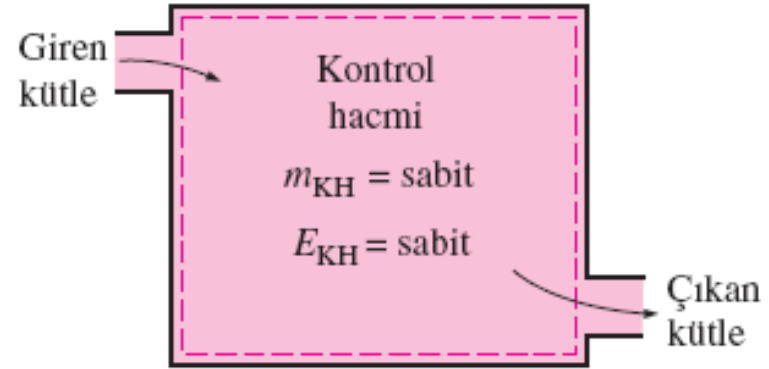
$$\dot{E}_{\text{kütle}} = \dot{m}\theta = (2.37 \times 10^{-4} \text{ kg/s})(2693.1 \text{ kJ/kg}) = 0.638 \text{ kJ/s} = 0.638 \text{ kW}$$

SÜREKLİ AKIŞLI AÇIK SİSTEMLERİN ENERJİ ANALİZLERİ



Güç santralleri gibi çoğu mühendislik sistemleri sürekli şartlar altında çalışırlar.

Sürekli akış koşullarında, kontrol hacminin kütlesi ve enerjisi zaman içinde değişmez.



Sürekli akışlı açık sistemde özellikler kontrol hacmi içinde değişebilir, fakat zamanla değişmezler.



Sürekli Akışlı Sistemler İçin Kütle ve Enerji Dengesi

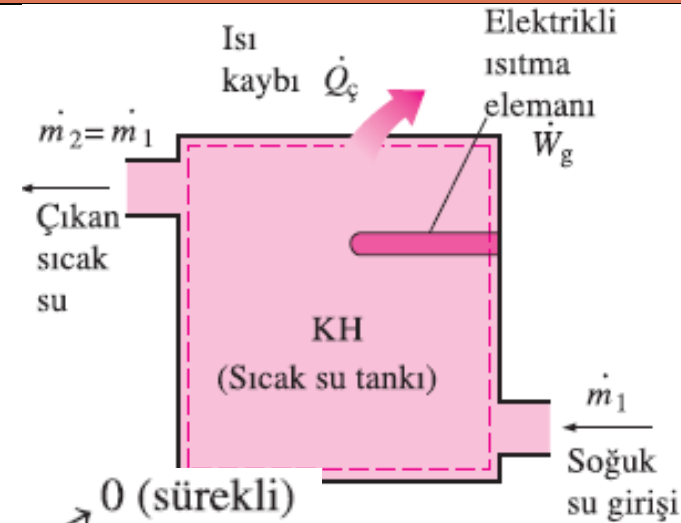
$$\sum_g \dot{m} = \sum_{\varphi} \dot{m} \quad (\text{kg/s})$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2$$

Kütle dengesi

Sürekli akışlı bir su ısıtıcısı



Enerji dengesi

$$\underbrace{\dot{E}_g - \dot{E}_{\varphi}}_{\text{Birim zamanda; ısı, iş ve kütle ile olan enerji geçişi}} =$$

$$\underbrace{\frac{dE_{\text{sistem}}/dt}_{\text{Birim zamanda; sistemin iç, kinetik, potansiyel vb. enerjilerindeki değişim}}}_{0 \text{ (sürekli)}} = 0$$

Enerjinin Korunumu:

$$\underbrace{\dot{E}_g}_{\text{Birim zamanda; ısı, iş ve kütle ile KH'ne giren enerji}} = \underbrace{\dot{E}_{\varphi}}_{\text{Birim zamanda; ısı, iş ve kütle ile KH'den çıkan enerji}} \quad (\text{kW})$$

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \underbrace{\sum_g \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{her giriş için}} = \dot{Q}_{\varphi} + \dot{W}_{\varphi} + \underbrace{\sum_{\varphi} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{her çıkış için}}$$

Dönüşüm işaretlerinin enerji denkliği (ısı girişi ve iş çıkışı pozitiftir.)

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\text{ç}} \underbrace{\dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{her çıkış için}} - \sum_{\text{g}} \underbrace{\dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{her giriş için}}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right]$$

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

$$q - w = h_2 - h_1$$

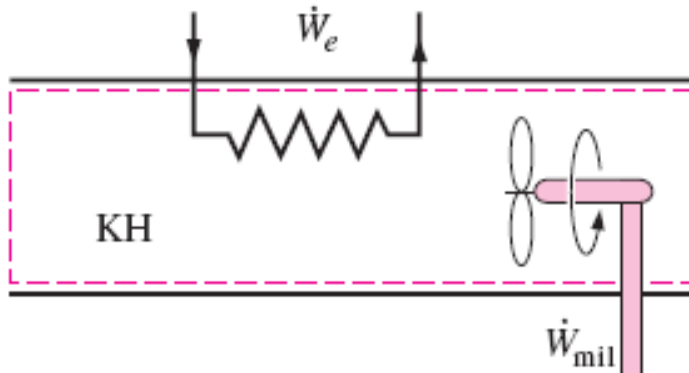
Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri önemsiz olduğunda

$$q = \dot{Q}/\dot{m}$$

$$w = \dot{W}/\dot{m}$$

$$\frac{\text{J}}{\text{kg}} \equiv \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{kg}} \equiv \left(\text{kg} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \frac{\text{m}}{\text{kg}} \equiv \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

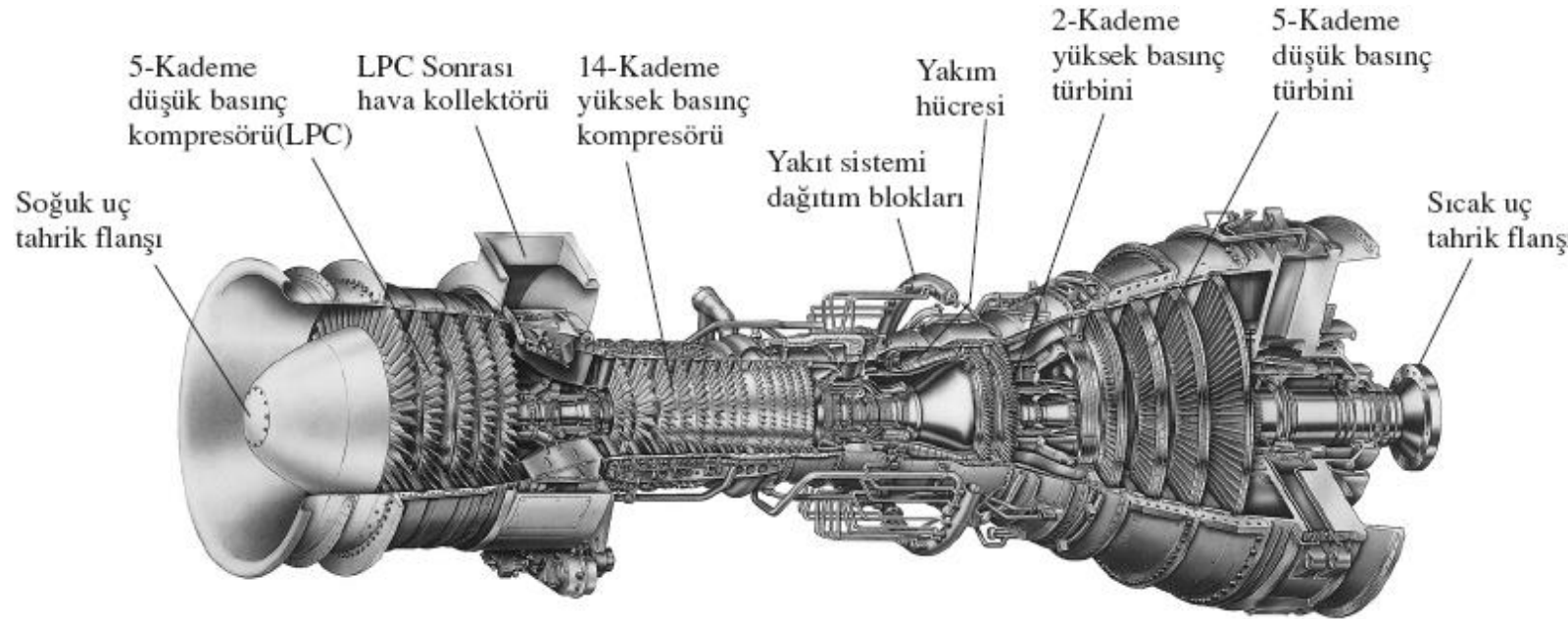
Bazı enerji birimlerinin eşitliği



Sürekli akışın olduğu basit sıkıştırılabilir bir açık sistemde sadece mil işi ve elektrik işi gerçekleşebilir.

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. Bu nedenle, bu sistemleri rahatlıkla sürekli akışlı açık sistemler olarak çözümleyebiliriz.

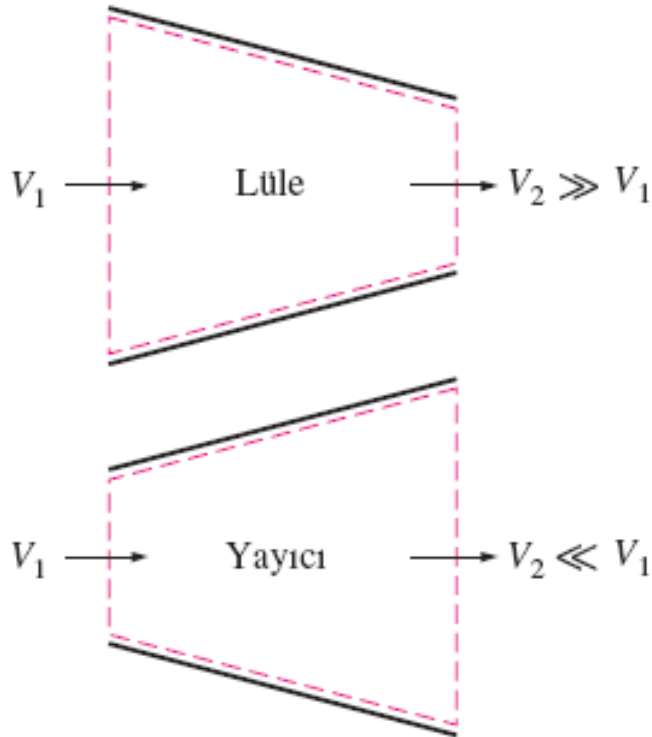


Yüksek hızlarda, akışkan hızındaki küçük bir değişim kinetik enerjide önemli değişikliklere yol açabilir.

V_1 m/s	V_2 m/s	Δke kJ/kg
0	45	1
50	67	1
100	110	1
200	205	1
500	502	1

Elektrik üretiminde kullanılan gelişmiş bir gaz türbini. Bu bir General Electric LM5000 türbidir. 6.2 m boyunda, 12.5 ton ağırlığındadır ve buhar enjeksiyonuyla 3600 devirde 55.2 MW güç üretmektedir.

Lüleler ve Yayıcılar



Lüle ve yayıcılar akışkan hızında ve dolayısıyla kinetik enerjilerinde büyük değişimler yapmak üzere tasarlanırlar.

Bir lüle ve yayıcı için enerji dengesi:

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\varsigma$$
$$\dot{m} \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) = \dot{m} \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} \right)$$

$$(\dot{Q} \cong 0, \dot{W} = 0, \text{ ve } \Delta p_e \cong 0)$$

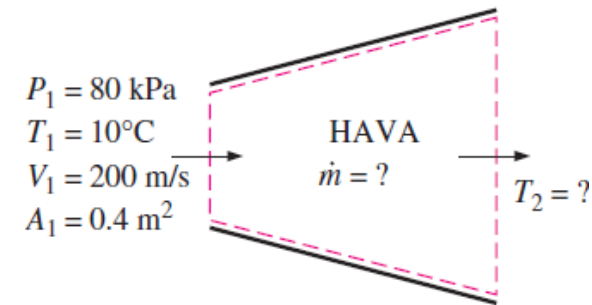
Lüleler ve yayıcılar jet motorlarında, roketlerde, uzay araçlarında ve hatta bahçe hortumlarında yaygın olarak kullanılmaktadır.

Lüle, akışın hızını onun basıncını düşürerek artıran mekanik bir sistemdir.

Yayıcı, akışın basıncını onun hızını azaltarak artıran mekanik bir sistemdir.

Bir lülenin kesit alanı ses altı hızlar için akış yönünde küçülür, ses üstü hızlar için akış yönünde büyür. Yayıcılar için bunun tersi söz konusudur.

ÖRNEK 5-4: 10 °C sıcaklık ve 80 kPa basınçtaki hava, bir jet motorunun yayıcısına 200 m/s hızla girmektedir. Yayıcının giriş kesit alanı 0.4 m² '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.



$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K} (283 \text{ K})}{80 \text{ kPa}} = 1.015 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{1.015 \text{ m}^3/\text{kg}} (200 \text{ m/s}) (0.4 \text{ m}^2) = \mathbf{78.8 \text{ kg/s}}$$

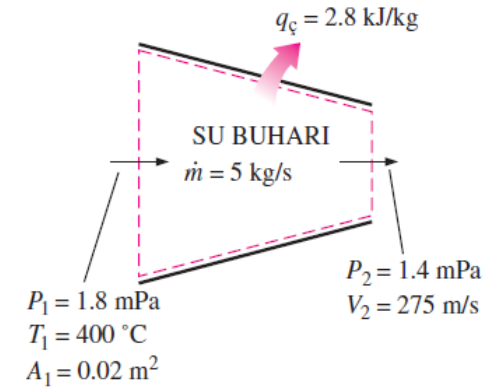
$$\begin{aligned} \dot{E}_g &= \dot{E}_c \\ \dot{m} \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) &= \dot{m} \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) \quad (\dot{Q} \cong 0, \dot{W} = 0, \text{ ve } \Delta p_e \cong 0) \\ h_2 &= h_1 - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \end{aligned}$$

$$h_1 = h_{@ 283 \text{ K}} = 283.14 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} h_2 &= 283.14 \text{ kJ/kg} - \frac{0 - (200 \text{ m/s})^2}{2} \left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right) \\ &= 303.14 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$T_2 = \mathbf{303 \text{ K}}$$

ÖRNEK 5-5: Su buharı, giriş kesit alanı 0.02 m^2 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 dir. Su buharının; (a) lüleye giriş hızını, (b) lüleden çıkıştaki sıcaklığını hesaplayın.



(a) Öncelikle lülenin girişinde su buharının özgül hacminin belirlenmesi gerekir:

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 1.8 \text{ mPa} \\ T_1 = 400^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} v_1 = 0.16849 \text{ m}^3/\text{kg} \\ h_1 = 3251.6 \text{ kJ/kg} \end{array} \quad (\text{Tablo A-6})$$

Böylece,

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} V_1 A_1$$

$$5 \text{ kg/s} = \frac{1}{0.16849 \text{ m}^3/\text{kg}} (V_1)(0.02 \text{ m}^2)$$

$$V_1 = 42.1 \text{ m/s}$$

$$h_2 = h_1 - q_c - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

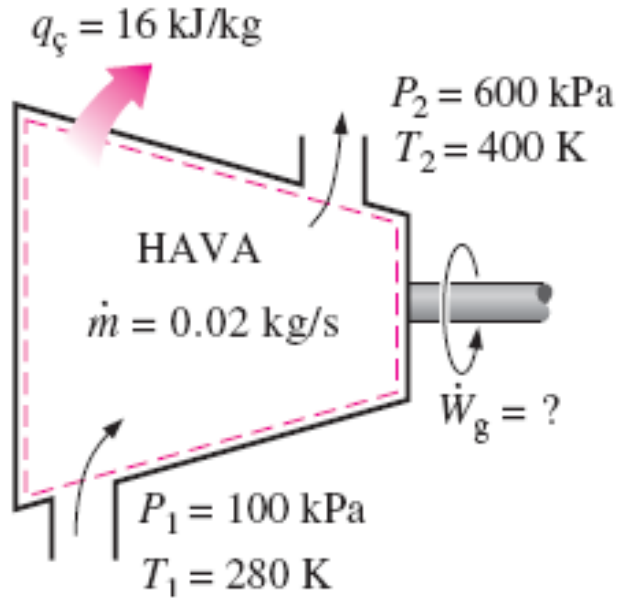
$$= (3251.6 - 2.8) \text{ kJ/kg} - \frac{(275 \text{ m/s})^2 - (42.1 \text{ m/s})^2}{2} \left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right)$$

$$= 3211.9 \text{ kJ/kg}$$

P_2 ve h_2 bilindiği için (Tablo A-6)'dan çıkış sıcaklığı

$$T_2 = 378.5^\circ\text{C}$$

Türbinler ve Kompresörler



Bu şekildeki kompresör için enerji dengesi:

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta$$

$$\dot{W}_g + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_\zeta + \dot{m}h_2$$

$$(\Delta ke = \Delta pe \cong 0)$$

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.

Kompresörler, pompalar ve fanlar, akışkanın basıncını yükseltme işlevini gerçekleştirir. Bu makinelere, dönen bir mil aracılığıyla dışarıdan güç aktarılır.

Bir **fan**, genelde gaz akışını sağlamak amacıyla kullanılır ve gazın basıncı önemli ölçüde artırır.

Bir **kompresör**, gazları yüksek basınçlara sıkıştırmada yeteneklidir.

Pompalar, kompresörlere benzerler ancak gazlar yerine sıvıları sıkıştırmak ve sıvı akışını sağlamak için kullanılırlar.

ÖRNEK 5-6: 100 kPa basınç ve 280 K sıcaklıkta hava, sürekli akışlı açık bir sistemde 600 kPa basınç ve 400 K sıcaklığa sıkıştırılmaktadır. Havanın kütle 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.

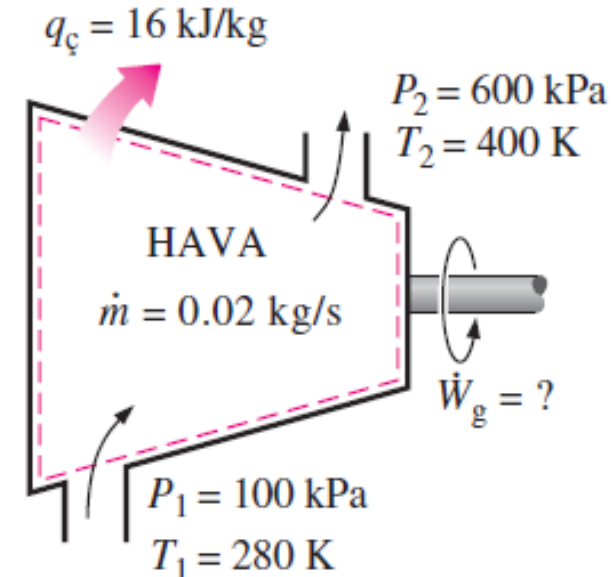
$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta$$

$$\dot{W}_g + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_\zeta + \dot{m}h_2 \quad (\Delta ke = \Delta pe \cong 0)$$

$$\dot{W}_g = \dot{m}q_\zeta + \dot{m}(h_2 - h_1)$$

$$h_1 = h_{@ 280 \text{ K}} = 280.13 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_{@ 400 \text{ K}} = 400.98 \text{ kJ/kg}$$



$$\begin{aligned} \dot{W}_g &= (0.02 \text{ kg/s})(16 \text{ kJ/kg}) + (0.02 \text{ kg/s})(400.98 - 280.13) \text{ kJ/kg} \\ &= \mathbf{2.74 \text{ kW}} \end{aligned}$$

ÖRNEK 5-7: Sürekli akışlı adyabatik bir türbinin ürettiği güç 5 MW 'tır. Su buharının türbine giriş ve çıkış koşulları Şekil 'de gösterilmiştir. (a) Δp_e , Δk_e ve Δh değerlerini hesaplayıp karşılaştırın. (b) Türbinden akan buharın birim kütlesi tarafından yapılan işi hesaplayın.

(c) Buharın kütle debisini hesaplayın.

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 2 \text{ MPa} \\ T_1 = 400^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_1 = 3248.4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_f + x_2 h_{fg} = [225.94 + (0.9)(2372.3)] \text{ kJ/kg} = 2361.01 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = (2361.01 - 3248.4) \text{ kJ/kg} = \mathbf{-887.39 \text{ kJ/kg}}$$

$$\Delta k_e = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = \frac{(180 \text{ m/s})^2 - (50 \text{ m/s})^2}{2} \left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right) = \mathbf{14.95 \text{ kJ/kg}}$$

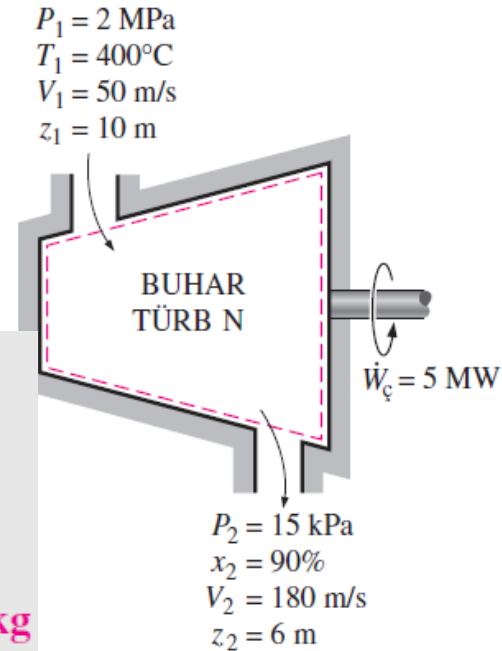
$$\Delta p_e = g(z_2 - z_1) = (9.81 \text{ m/s}^2)[(6 - 10) \text{ m}] \left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right) = \mathbf{-0.04 \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta$$

$$\dot{m} \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) = \dot{W}_\zeta + \dot{m} \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) \quad (\dot{Q} = 0)$$

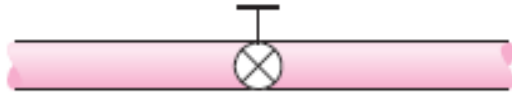
$$w_\zeta = - \left[(h_2 - h_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] = -(\Delta h + \Delta k_e + \Delta p_e)$$

$$= -[-887.39 + 14.95 - 0.04] \text{ kJ/kg} = \mathbf{872.48 \text{ kJ/kg}}$$



$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_\zeta}{w_\zeta} = \frac{5000 \text{ kJ/s}}{872.48 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{5.73 \text{ kg/s}}$$

Kısılma Vanaları



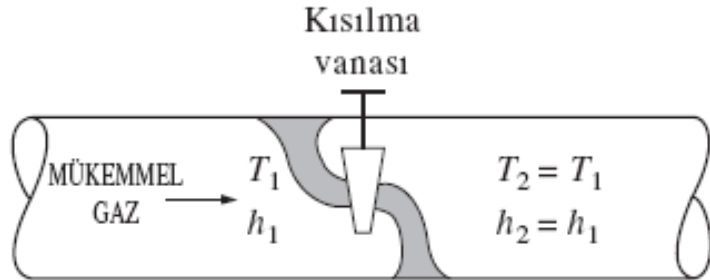
(a) Ayarlanabilir vana



(b) Gözenekli tapa



(c) Kılcal boru



Kısılma vanaları, akış kesitini herhangi bir şekilde azaltarak akışkanın basıncını önemli ölçüde düşüren elemanlardır.

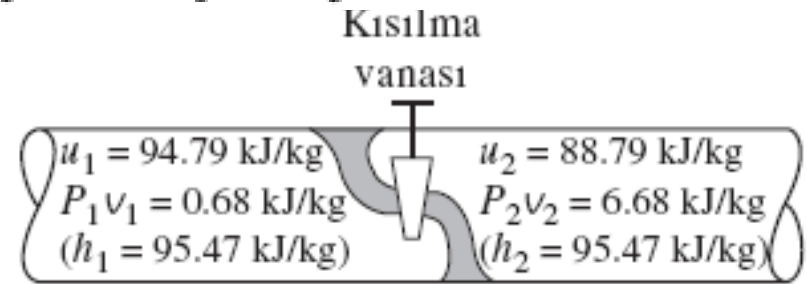
Bir türbin ve bir kısılma vanası arasındaki fark nedir?

Akışkanın basıncı düşerken genellikle **sıcaklığında da büyük bir düşme** gözlenir. Bu nedenle kısılma vanaları soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında yaygın olarak kullanılırlar.

Enerji dengesi

$$h_2 \cong h_1 \quad u_1 + P_1 v_1 = u_2 + P_2 v_2$$

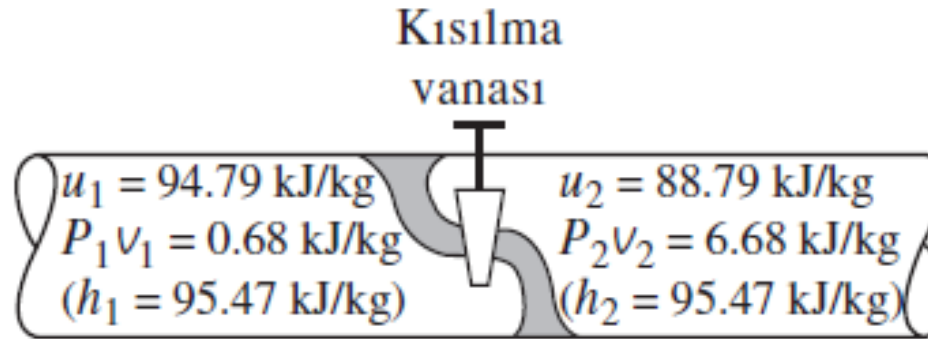
iç enerji + akış enerjisi = sabit



Kısılma işlemi sırasında akışkanın entalpisi sabit kalır. Fakat akış ve iç enerji birbirlerine dönüşebilirler.

Mükemmel gazın sıcaklığı kısılma işlemi sırasında değişmez, çünkü $h=h(T)$ 'dir

ÖRNEK 5-8: Soğutucu akışkan-134A 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.



Tablo A-12

Girişte: $P_1 = 0.8 \text{ MPa}$ } $T_1 = T_{\text{doy@ } 0.8 \text{ MPa}} = 31.31^\circ\text{C}$
doymuş sıvı } $h_1 = h_f @ 0.8 \text{ MPa} = 95.47 \text{ kJ/kg}$ (Tablo A-12)

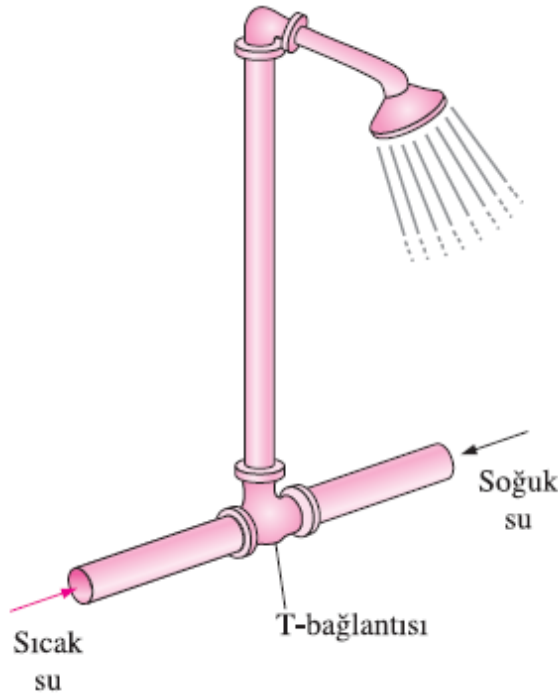
Çıkışta: $P_2 = 0.12 \text{ MPa}$ $\longrightarrow$ $h_f = 22.49 \text{ kJ/kg}$ $T_{\text{doy}} = -22.32^\circ\text{C}$
 $(h_2 = h_1)$ $h_g = 236.97 \text{ kJ/kg}$

$$x_2 = \frac{h_2 - h_f}{h_{fg}} = \frac{95.47 - 22.49}{236.97 - 22.49} = \mathbf{0.340}$$

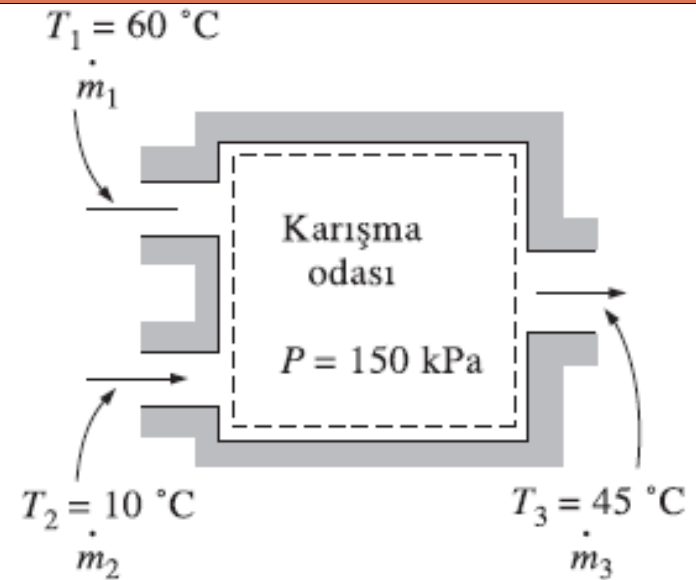
$$\Delta T = T_2 - T_1 = (-22.32 - 31.31)^\circ\text{C} = \mathbf{-53.63^\circ\text{C}}$$

Karışma Odaları

Mühendislik uygulamalarında, karışma işleminin olduğu kısımlar yaygın olarak bir karışma odası gibi kullanılırlar.



Bir duşun sıradan bir T-bağlantısı sıcak ve soğuk su akışlarının bir araya geldiği karışma odasıdır.



Şekildeki adyabatik karışma odası için enerji dengesi:

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\phi$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

$$(\dot{Q} \cong 0, \dot{W} = 0, ke \cong pe \cong 0)$$

ÖRNEK 5-9: 60 °C sıcaklıktaki sıcak su ile 10 °C sıcaklıktaki soğuk suyun karıştırıldığı bir banyo duşu ele alınsın. Karıştıktan sonra su sıcaklığının 45 °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.

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\varphi$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (\dot{Q} \cong 0, \dot{W} = 0, ke \cong pe \cong 0)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

$$y h_1 + h_2 = (y + 1) h_3$$

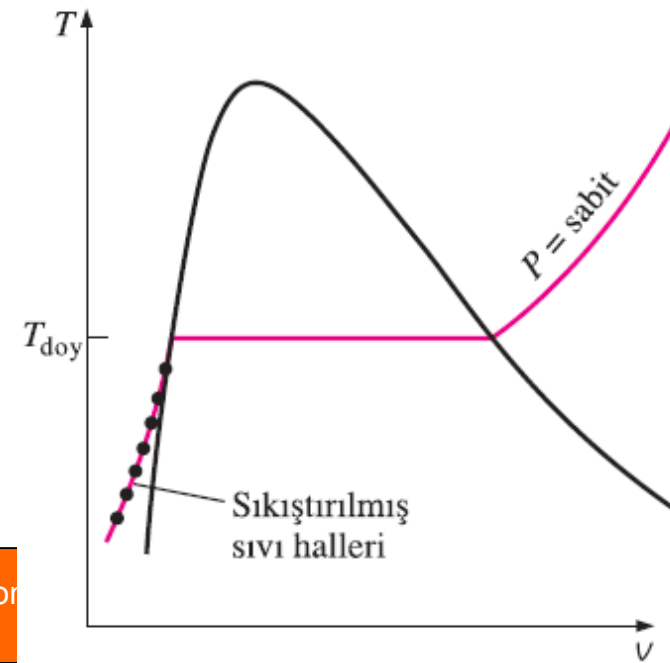
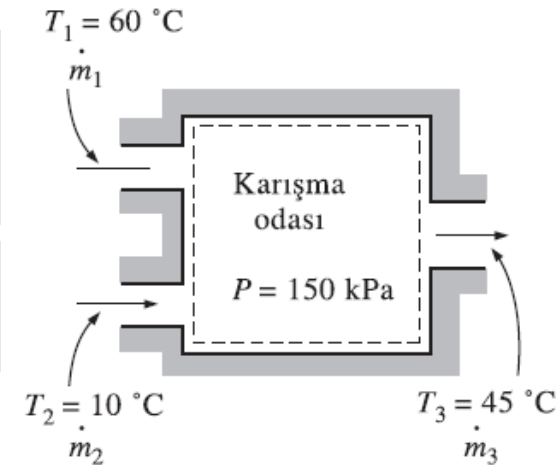
$$h_1 \cong h_f @ 60^\circ\text{C} = 251.18 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 \cong h_f @ 10^\circ\text{C} = 42.022 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 \cong h_f @ 45^\circ\text{C} = 188.44 \text{ kJ/kg}$$

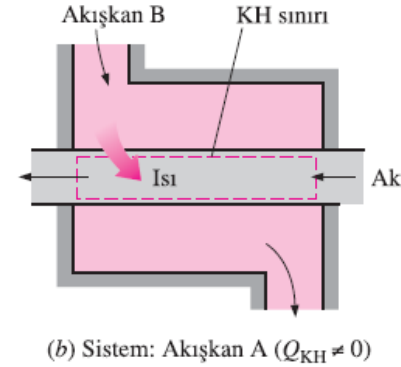
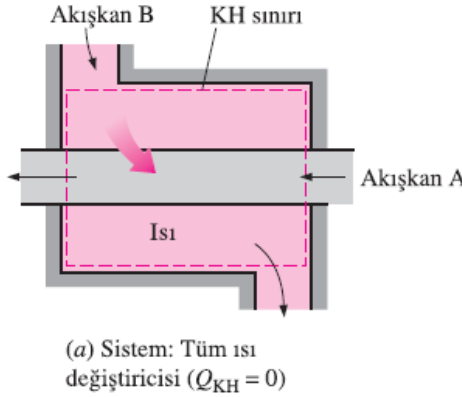
$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{188.44 - 42.022}{251.18 - 188.44} = 2.33$$

Tablo A-4

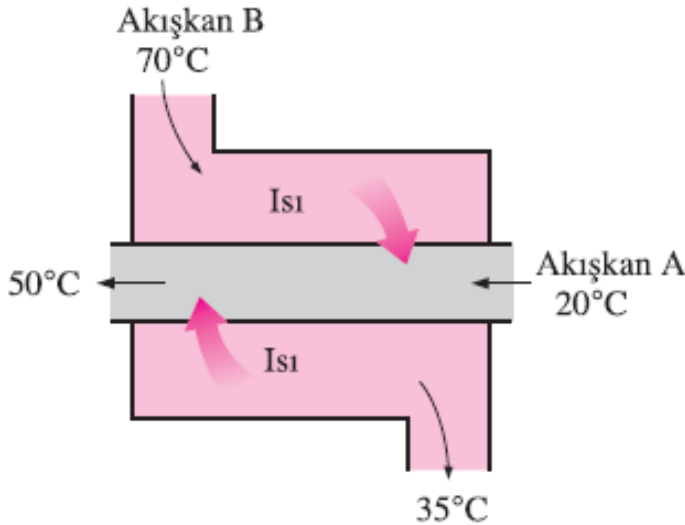


Isı Değiştiricileri

Isı değiştiricileri, iki akışın karışmadan ısı alışverişini bulundukları mekanik düzenlerdir. Isı değiştiricil endüstride yaygın olarak kullanılırlar ve değişik tasarımlarda olabilirler.



Isı değiştiricisindeki ısı geçişi, sistem seğimine bağlı olarak sıfır veya sıfırdan farklı olabilir.



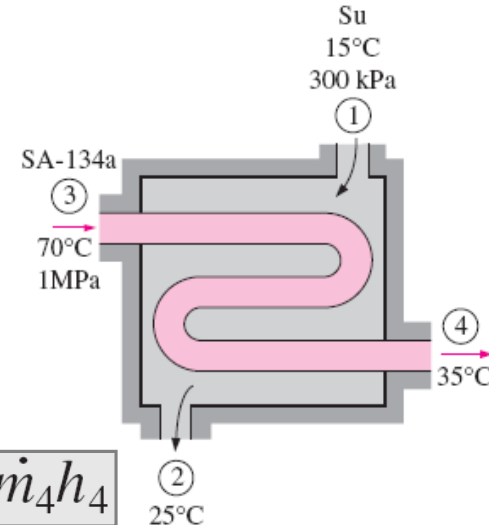
Şekildeki adyabatik ısı değiştiricileri için kütle ve enerji dengesi:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_w$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R$$

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\phi$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4$$

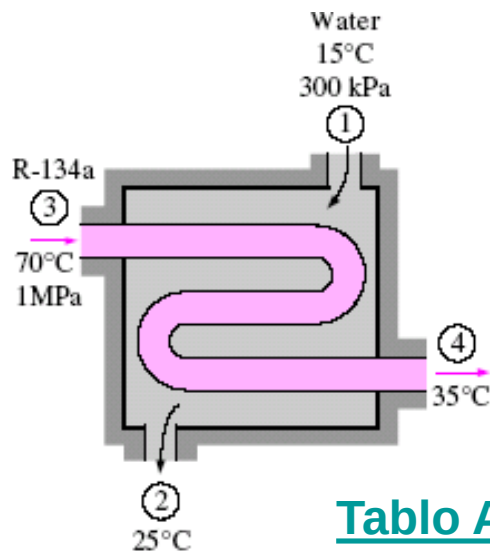


Bir ısı değiştiricisi, içice geçmiş iki boru kadar basit olabilir.

ÖRNEK 5-10: Soğutucu akışkan-134a yoğuşturucuda su tarafından soğutulmaktadır. Soğutucu akışkan yoğuşturucuya 1 MPa basınçta ve 70 °C sıcaklıkta, 6 kg/dak 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.

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 1 \text{ MPa} \\ T_3 = 70^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_3 = 303.85 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Table A-13})$$

$$\left. \begin{array}{l} P_4 = 1 \text{ MPa} \\ T_4 = 35^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_4 \cong h_f @ 35^\circ\text{C} = 100.87 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Table A-11})$$



Tablo A-4

$$\begin{aligned} h_1 &\cong h_f @ 15^\circ\text{C} = 62.982 \text{ kJ/kg} \\ h_2 &\cong h_f @ 25^\circ\text{C} = 104.83 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (\text{Table A-4})$$

(a) Suyun kütle debisini belirlemek için.

Mass balance:

$$\dot{m}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{out}}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_w$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R$$

$$\text{Energy balance: } \underbrace{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta \dot{E}_{\text{system}}}_{\text{Rate of change in internal, kinetic, potential, etc., energies}} = 0 \quad (0 \text{ (steady)})$$

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \quad (\text{since } \dot{Q} \cong 0, \dot{W} = 0, \text{ke} \cong \text{pe} \cong 0)$$

$$\dot{m}_w(h_1 - h_2) = \dot{m}_R(h_4 - h_3) \quad \text{Tablo A-13}$$

$$\dot{m}_w(62.982 - 104.83) \text{ kJ/kg} = (6 \text{ kg/min})[(100.87 - 303.85) \text{ kJ/kg}]$$

$$\dot{m}_w = 29.10 \text{ kg/min} \quad \text{Tablo A-11}$$

(b) Soğutucu akışkandan suya olan ısı geçişi

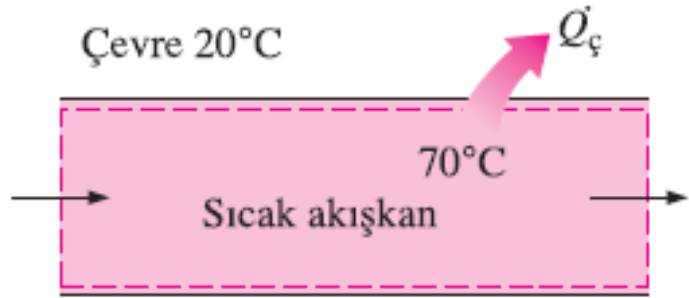
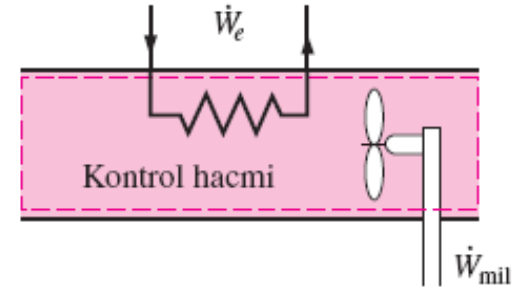
$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{Q}_{w, \text{in}} + \dot{m}_w h_1 = \dot{m}_w h_2$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{w, \text{in}} + \dot{m}_w(h_2 - h_1) &= (29.10 \text{ kg/min})[(104.83 - 62.982) \text{ kJ/kg}] \\ &= 1218 \text{ kJ/min} \end{aligned}$$

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.

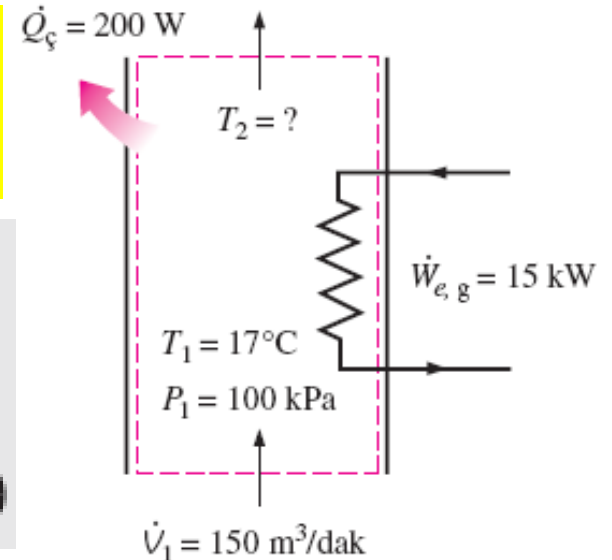


Boru veya kanal akışında aynı zamanda birden çok iş etkileşimi olabilir.

Şekilde gösterilen borudaki akış için enerji dengesi

Yalıtılmamış bir boru veya kanaldan çevreye olan ısı geçişi önemli büyüklükte olabilir.

$$\begin{aligned}\dot{E}_g &= \dot{E}_\phi \\ \dot{W}_{e,g} + \dot{m}h_1 &= \dot{Q}_\phi + \dot{m}h_2 \\ \dot{W}_{e,g} - \dot{Q}_\phi &= \dot{m}c_p(T_2 - T_1)\end{aligned}$$



ÖRNEK 5-11: Konutlarda uygulanan elektrikli ısıtma sistemlerinde, hava kanalları ve bunların içinde direnç telli ısıtma elemanları bulunur. Hava, direnç tellerinin üzerinden geçerken ısınır. 1.5 kW gücünde bir elektrikli ısıtma sistemi ele alınsın. Havanın hacimsel debisi 150 m³/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.

Çözüm Isıtma bölümü, 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:

$$\underbrace{\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta \dot{E}_{system}}_{\text{Rate of change in internal, kinetic, potential, etc., energies}} \overset{0 \text{ (steady)}}{=} 0$$

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$\dot{W}_{e,in} + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_{out} + \dot{m}h_2 \quad (\text{since } \Delta ke \cong \Delta pe \cong 0)$$

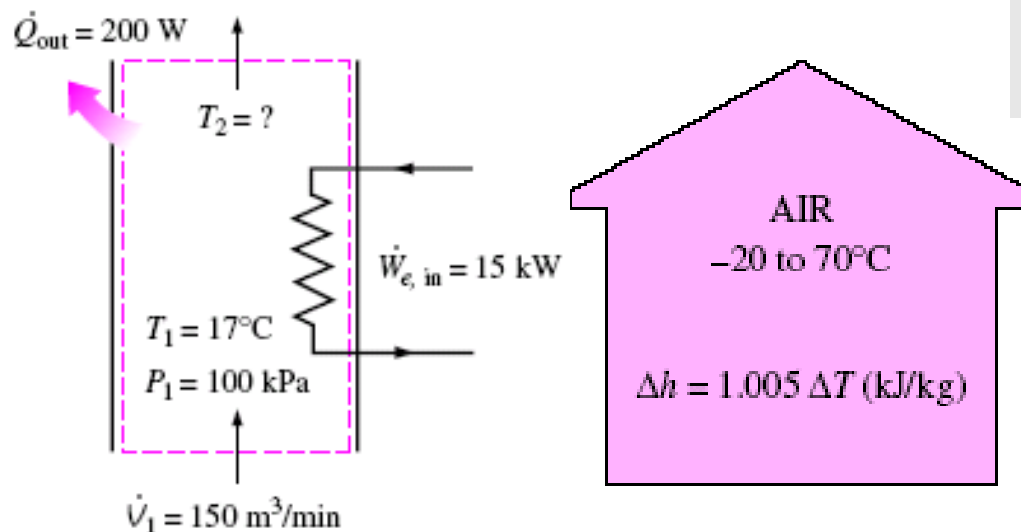
$$\dot{W}_{e,in} - \dot{Q}_{out} = \dot{m}c_p(T_2 - T_1)$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(290 \text{ K})}{100 \text{ kPa}} = 0.832 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{150 \text{ m}^3/\text{min}}{0.832 \text{ m}^3/\text{kg}} \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 3.0 \text{ kg/s}$$

$$(15 \text{ kJ/s}) - (0.2 \text{ kJ/s}) = (3 \text{ kg/s})(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(T_2 - 17)^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 21.9^\circ\text{C}$$



ZAMANLA DEĞİŞEN AÇIK SİSTEMLERİN ENERJİ ANALİZİ

Önemli birçok uygulamada, kontrol hacmi içinde zamanla *değişiklik olur*.

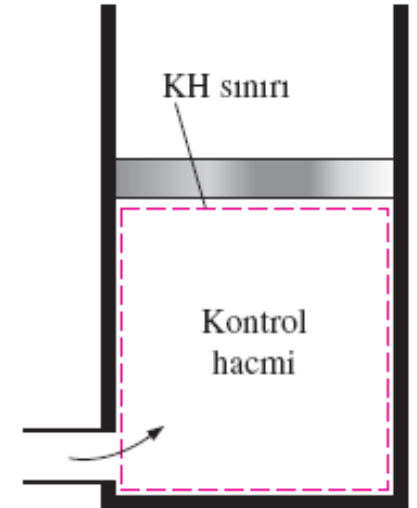
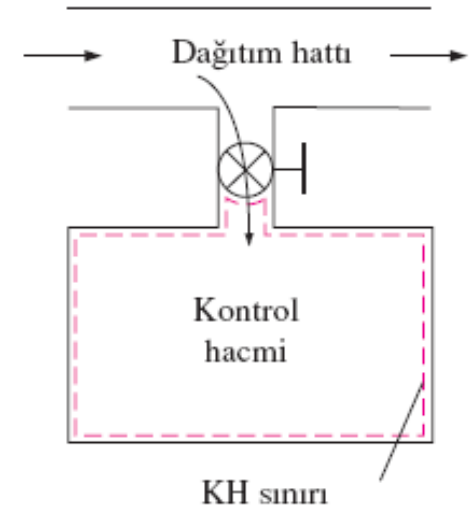
Bu tür sistemlere *zamanla değişen açık sistemler* veya *geçici akışlı açık sistemler* adı verilir.

Çoğu zamanla değişen açık sistemler orta derecede *düzgün akışlı sistemler* gibi gösterilebilir.

Düzgün akışlı sistem: Herhangi bir giriş yada çıkıştaki akışkan akışı düzgün ve süreklidir ve böylece akışkan özellikleri yada bir giriş yada kesitin üzerindeki durumu zamanla değişmez. Eğer tersine bir durum söz konusu ise, ortalamaları alınır ve tüm sistem için sabit gibi davranılır.

Bir tüpün dağıtım hattından doldurulması zamanla değişen açık sistem çözümlemesine girer, çünkü tüp içindeki kütlenin hali zamanla değişir.

Zamanla değişen açık sistemde, kontrol hacminin biçimi ve hacmi değişebilir.



Kütle dengesi

$$m_g - m_ç = \Delta m_{\text{sistem}}$$

$$\Delta m_{\text{sistem}} = m_{\text{son}} - m_{\text{ilk}}$$

$$m_g - m_ç = (m_2 - m_1)_{\text{KH}}$$

Enerji dengesi

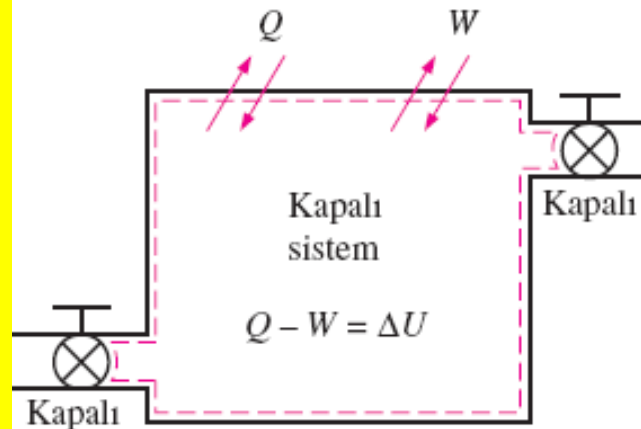
$$\underbrace{E_g - E_ç}_{\text{Isı, iş ve kütle ile olan enerji geçişi}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistem}}}_{\text{Sistemin; iç, kinetik, potansiyel vb. enerjilerindeki değişim}}$$

$$\left(Q_g + W_g + \sum_g m\theta \right) - \left(Q_ç + W_ç + \sum_ç m\theta \right) = (m_2 e_2 - m_1 e_1)_{\text{sistem}}$$

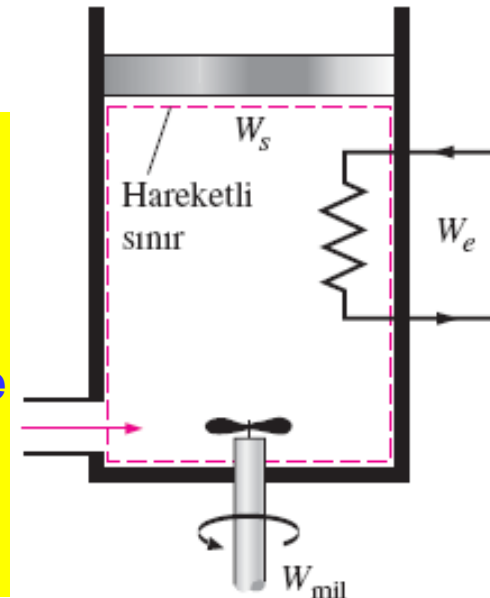
$$\theta = h + ke + pe$$

$$e = u + ke + pe$$

Giriş ve çıkışlar kapatıldığı zaman, düzgün akışlı açık sistemin enerji denklemi kapalı sistemin denklemine dönüşür.



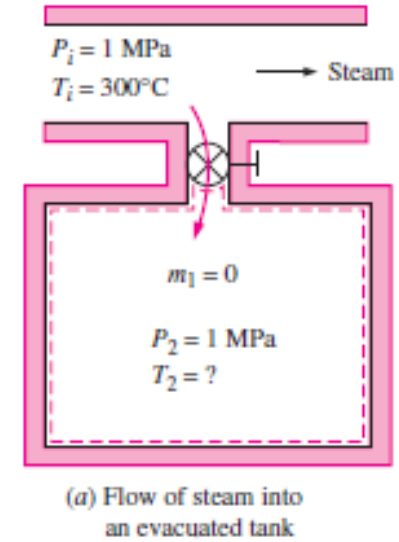
Düzgün akışlı dengeli açık sistemde elektrik işi, mil işi ve sınır işi bir arada gerçekleşebilir.



ÖRNEK 5-12: Sabit hacimli, yalıtılmış bir kap, bir vana aracılığıyla içinden 1 MPa basınç ve 300 °C sıcaklıkta subuharı 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 hesaplayınız.

Çözüm Başlangıçta vana kapalı olup kabın içi boştur. Daha sonra vana açılmakta ve buhar, kap içindeki basınç çizgi seviyesine doluncaya kadar kaba akmaktadır. Soruda son haldeki sıcaklığın hesaplanması istenmektedir.



Kabuller (1) Bu sistem kontrol hacmine giren subuharının özellikleri, hal değişimi boyunca sabit olduğu için düzgün akışlı işlemdir.

(2) Subuharının potansiyel ve kinetik enerjileri sıfırdır, $ke \cong pe \cong 0$

(3) Kap sabit olduğu için kinetik ve potansiyel enerji değişimleri sıfırdır,

$$\Delta KE = \Delta PE = 0 \quad \text{ve} \quad \Delta E_{\text{sistem}} = \Delta U_{\text{sistem}} = 0$$

(4) Sistemde sınır işi, elektrik işi ve mil işi yoktur,

(5) Kap iyi yalıtılmış olduğu için ısı geçişi yoktur.

ÖRNEK 5-12: Sabit hacimli, yalıtılmış bir kap, bir vana aracılığıyla içinden 1 MPa basınç ve 300 °C sıcaklıkta subuharı akan bir dağıtım hattına bağlanmıştır. Başlangıçta vana kapalı olup kabın içi boştur...

Analiz Kabı sistem olarak alalım. Sistemin sınırlarından kütle geçişi olmaktadır, bu nedenle kontrol hacmidir. Bu sistem sürekli akışlı sürekli açık sistem değildir, çünkü kabın içindeki hal zamanla değişmektedir. kontrol hacmi başlangıçta boştur. Bunun için $m_1=0$, ve $m_1u_1=0$ dır. Ayrıca sisteme tek giriş vardır, ancak kütle çıkışı yoktur.

Düzgün akışlı bir sistem için enerji ve kütlenin korunumu,

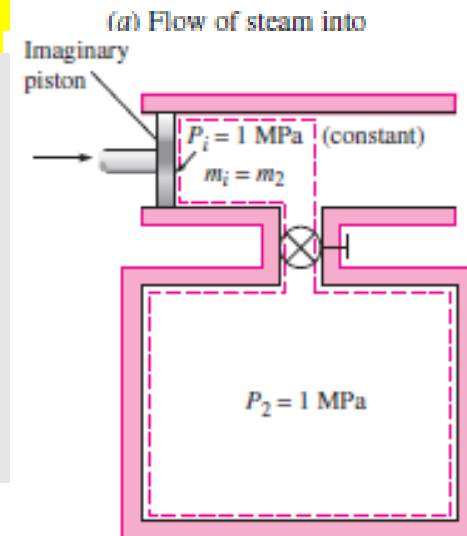
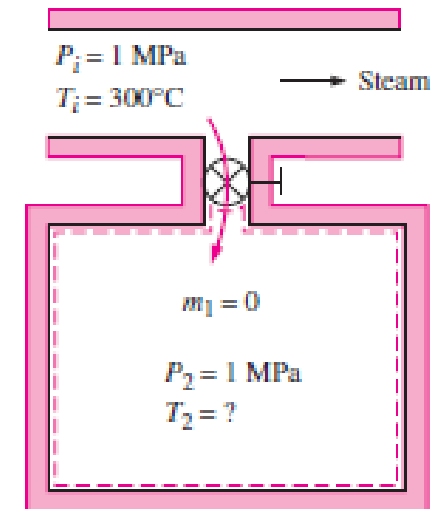
$$\text{Mass balance: } m_{\text{in}} - m_{\text{out}} = \Delta m_{\text{system}} \rightarrow m_i = m_2 - \overset{0}{m_1} = m_2$$

$$\text{Energy balance: } \underbrace{E_{\text{in}} - E_{\text{out}}}_{\substack{\text{Net energy transfer} \\ \text{by heat, work, and mass}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{system}}}_{\substack{\text{Change in internal, kinetic,} \\ \text{potential, etc., energies}}}$$

$$m_i h_i = m_2 u_2 \quad (\text{since } W = Q = 0, \text{ ke} \cong \text{pe} \cong 0, m_1 = 0)$$

Combining the mass and energy balances gives

$$u_2 = h_i$$



(b) The closed-system equivalence

ÖRNEK 5-12: Sabit hacimli, yalıtılmış bir kap, bir vana aracılığıyla içinden 1 MPa basınç ve 300 °C sıcaklıkta subuharı akan bir dağıtım hattına bağlanmıştır. Başlangıçta vana kapalı olup kabın içi boştur...

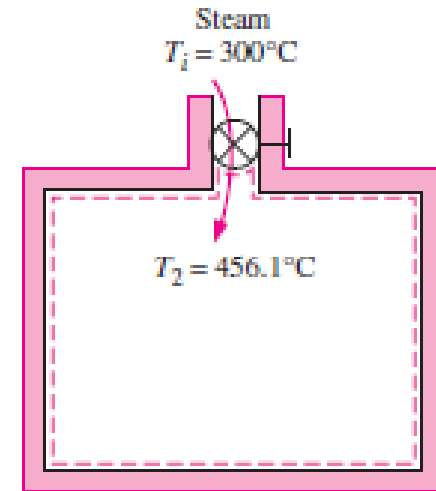
That is, the final internal energy of the steam in the tank is equal to the enthalpy of the steam entering the tank. The enthalpy of the steam at the inlet state is

$$\left. \begin{array}{l} P_i = 1 \text{ MPa} \\ T_i = 300^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_i = 3051.6 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Table A-6})$$

Tablo A-6

which is equal to u_2 . Since we now know two properties at the final state, it is fixed and the temperature at this state is determined from the same table to be

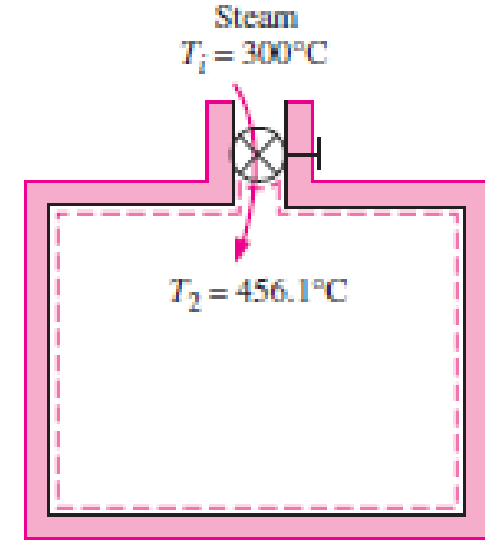
$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 1 \text{ MPa} \\ u_2 = 3051.6 \text{ kJ/kg} \end{array} \right\} T_2 = 456.1^\circ\text{C}$$



Tartışma Bu sonuca göre, kap içindeki buharın sıcaklığı 156.1 °C ye yükselmektedir. Bu sonuç başlangıçta garip gelebilir, buharın sıcaklığını yükseltmek için gerekli enerjinin nereden geldiği sorulabilir. Bunun cevabı entalpinin tanımında saklıdır ($h = u + Pv$). Entalpinin simgelediği enerjinin bir bölümü, akış enerjisi Pv dir. Akış enerjisi kabın içinde iç enerjiye dönüşerek sıcaklık artışına sebep olmaktadır.

ÖRNEK 5-12: Sabit hacimli, yalıtılmış bir kap, bir vana aracılığıyla içinden 1 MPa basınç ve 300 °C sıcaklıkta subuharı akan bir dağıtım hattına bağlanmıştır. Başlangıçta vana kapalı olup kabın içi boştur...

Alternatif Çözüm Bu problem kabın içindeki ve kaba girecek olan buharı kapalı bir sistem olarak düşünerek te çözülebilir. Şekilde sistemin sınırları gösterilmiştir. Bu sınırdan kütle geçişi yoktur.



Hal değişimi sırasındaki boruda buhar, önündeki buharı sanki arada bir piston varmış gibi iterek kaba dolduracaktır. Bu sırada sanal pistonu karşı 1 MPa değerinde bir basınç uygulanmış olacaktır. Bu hal değişimi sırasında yapılan sınır işi;

$$W_{b,\text{in}} = - \int_1^2 P_i dV = -P_i(V_2 - V_1) = -P_i[V_{\text{tank}} - (V_{\text{tank}} + V_i)] = P_i V_i$$

Burada V_i , buharın kaba girmeden önceki hacmi, P_i ise hareketli sınırdaki basınçtır.

ÖRNEK 5-12: Sabit hacimli, yalıtılmış bir kap, bir vana aracılığıyla içinden 1 MPa basınç ve 300 °C sıcaklıkta subuharı akan bir dağıtım hattına bağlanmıştır. Başlangıçta vana kapalı olup kabın içi boştur...

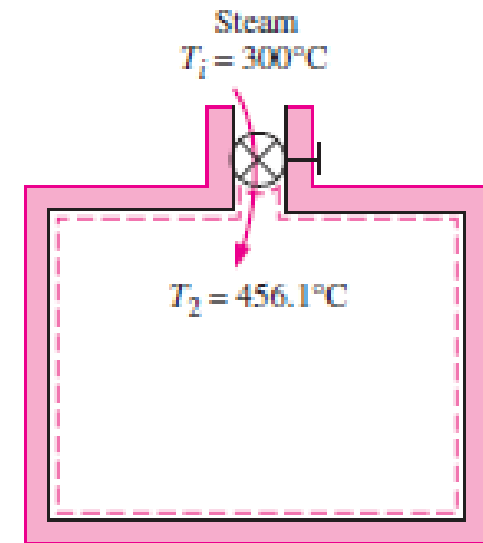
37. Slayttaki son eşitlik, kaba giren buhar kütlesine bölünürse;

$$\underbrace{E_{in} - E_{out}}_{\text{Net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta E_{system}}_{\text{Change in internal, kinetic, potential, etc., energies}}$$

$$W_{b,in} = \Delta U$$

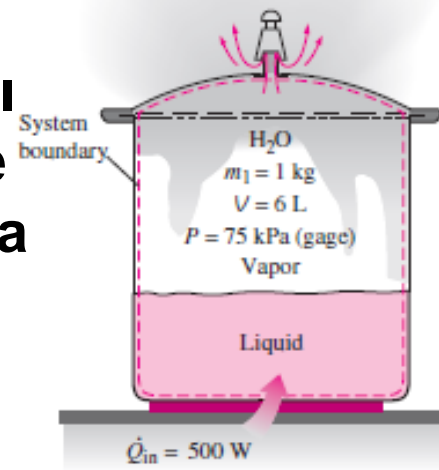
$$m_i P_i V_i = m_2 u_2 - m_i u_i$$

$$u_2 = u_i + P_i V_i = h_i$$



Sistemin ilk hali, borudaki buharın halidir. Bu sonuç, düzgün akışlı dengeli açık sistem modeli ile aynıdır. Sıcaklık artışı, akış enerjisi veya akış işinden kaynaklanmaktadır. Akış işi, buharı kaba itmek için yapılan iştir.

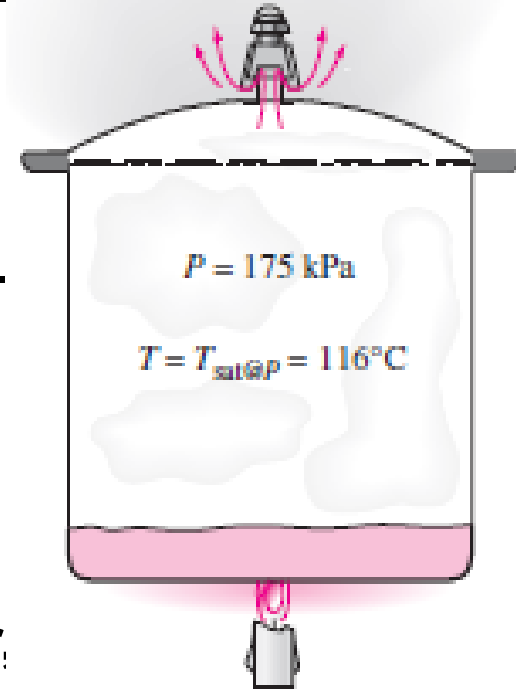
ÖRNEK 5-13: Düdüklü tencere, içindeki basınç ve sıcaklığın normal tencerelere oranla daha yüksek olduğu basınçlı bir kaptır. Sıcaklığın daha yüksek olması nedeniyle yemekler daha çabuk pişer. Tencerenin içindeki basınç, kapaktaki bir basınç düzenleyici tarafından sabit tutulur. Basınç düzenleyici tencere içinde oluşan buharı aralıklarla dışarı bırakarak basıncın sabit kalmasını sağlar. Düdüklü tencerenin içinde gösterge basıncı 2 atm (veya mutlak basınç olarak 3 atm) dir. Bundan dolayı düdüklü tencerelerde pişirme sıcaklığı 100 °C yerine 133 °C yi bulmaktadır. Pişirme süresini %70 oranında kısaltmaktadırlar. Düdüklü tencerelerde kapak ağırlıkları yerine farklı ayarlardaki basınçlarda yaylı süpaplar kullanılmaktadır.



Bir düdüklü tencerenin hacmi 6 L olup, 75 kPa gösterge basıncında çalışmaktadır. Başlangıçta tencerenin içinde 1 kg su vardır. Çalışma basıncına ulaştıktan sonra tencereye ocaktan yarım saat süreyle 500 W ısı geçişi olmaktadır. Atmosfer basıncının 100 kPa olduğunu kabul ederek, (a) Pişirmenin gerçekleştiği sıcaklığı, (b) Pişirme sonunda tencerede kalan su kütlesini hesaplayınız.

ÖRNEK 5-13: Düdüklü tencere, içindeki basınç ve sıcaklığın normal tencerelere oranla daha yüksek olduğu basınçlı bir kaptır. Sıcaklığın daha yüksek olması nedeniyle yemekler daha çabuk....

Kabuller (1) Herhangi bir anda tencere içindeki özelliklerin her noktada aynı olduğu kabul edilebilir. Bu sebeple sistem, düzgün akışlı dengeli açık sistem olarak çözümlenebilir, (2) Su buharının potansiyel ve kinetik enerjileri sıfırdır, $ke \cong pe \cong 0$ (3) Kap sabit olduğu için potansiyel ve kinetik enerji değişimleri sıfırdır, $\Delta KE = \Delta PE = 0$ ve $\Delta E_{\text{sistem}} = \Delta U_{\text{sistem}} = 0$ (4) Tencerede sıcaklık dolayısıyla basınç sabittir, (5) Sistemde sınır işi, elektrik ve mil işi yoktur, (6) Tencereye ısı geçiş oranı sabittir.



(a) Tencere içerisindeki mutlak basınç,

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{gage}} + P_{\text{atm}} = 75 + 100 = 175 \text{ kPa}$$

Pişirme süresince tencere içinde, doymuş sıvı-buhar karışımı vardır.

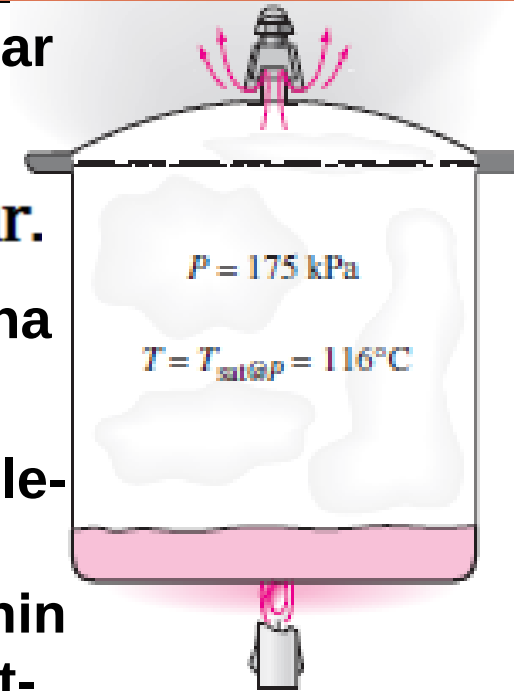
ÖRNEK 5-13: Düdüklü tencere, içindeki basınç ve sıcaklığın normal tencerelere oranla daha yüksek olduğu basınçlı bir kaptır. Sıcaklığın daha yüksek olması nedeniyle yemekler daha çabuk....

Piştirme süresince tencere içinde, doymuş sıvı-buhar karışımı vardır. Bu yüzden [Tablo A-5](#) 'ten

$$T = T_{\text{doy}@175 \text{ kPa}} = 116.04 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Bu sıcaklık, normal piştirme sıcaklığından $16 \text{ }^{\circ}\text{C}$ daha fazladır.

(b) Akışkan aksın veya akmasının mikroskobik enerjileri, entalpi ve iç enerji ile tarif edilir. İncelenen tek çıkışlı düzgün akışlı, dengeli açık sistem için kütle korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri basitleştirilebilir;



Mass balance:

$$m_{\text{in}} - m_{\text{out}} = \Delta m_{\text{system}} \rightarrow -m_e = (m_2 - m_1)_{\text{CV}} \quad \text{or} \quad m_e = (m_1 - m_2)_{\text{CV}}$$

Energy balance:

$$\underbrace{E_{\text{in}} - E_{\text{out}}}_{\text{Net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta E_{\text{system}}}_{\text{Change in internal, kinetic, potential, etc., energies}}$$

$$Q_{\text{in}} - m_e h_e = (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{\text{CV}} \quad (\text{since } W = 0, \text{ ke} \cong \text{pe} \cong 0)$$

ÖRNEK 5-13: Düdüklü tencere, içindeki basınç ve sıcaklığın normal tencerelere oranla daha yüksek olduğu basınçlı bir kaptır. Sıcaklığın daha yüksek olması nedeniyle yemekler daha çabuk....

Kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri birleştirilerek;

$$Q_{in} = (m_1 - m_2)h_e + (m_2u_2 - m_1u_1)_{cv}$$

Hal değişimi boyunca meydana gelen ısı geçiş miktarı

$$Q_{in} = \dot{Q}_{in} \Delta t = (0.5 \text{ kJ/s})(30 \times 60 \text{ s}) = 900 \text{ kJ}$$

olarak bulunur. Buhar tencereden 175 kPa basınçta doymuş buhar olarak çıkmaktadır, entalpi değeri;

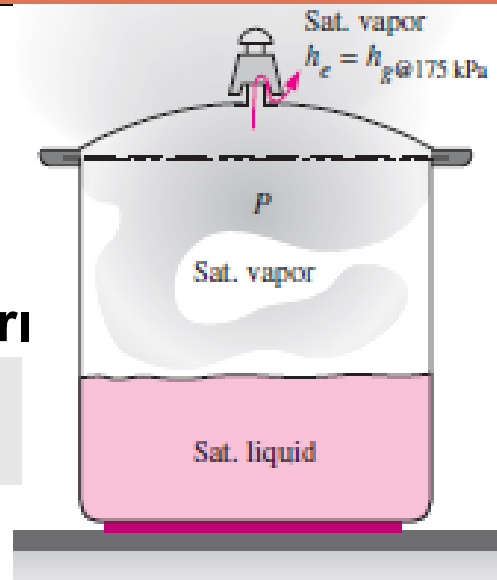
$$h_e = h_g @ 175 \text{ kPa} = 2700.2 \text{ kJ/kg}$$

[Tablo A-4](#)

olarak bulunur. İlk haldeki iç enerji, kuruluk derecesi belirlendikten sonra bulunur.

$$v_1 = \frac{V}{m_1} = \frac{0.006 \text{ m}^3}{1 \text{ kg}} = 0.006 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$x_1 = \frac{v_1 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.006 - 0.001}{1.004 - 0.001} = 0.00499$$



ÖRNEK 5-13: Düdüklü tencere, içindeki basınç ve sıcaklığın normal tencerelere oranla daha yüksek olduğu basınçlı bir kaptır. Sıcaklığın daha yüksek olması nedeniyle yemekler daha çabuk....

böylece;

$$u_1 = u_f + x_1 u_{fg} = 486.82 + (0.00499)(2037.7) \text{ kJ/kg} = 497 \text{ kJ/kg}$$

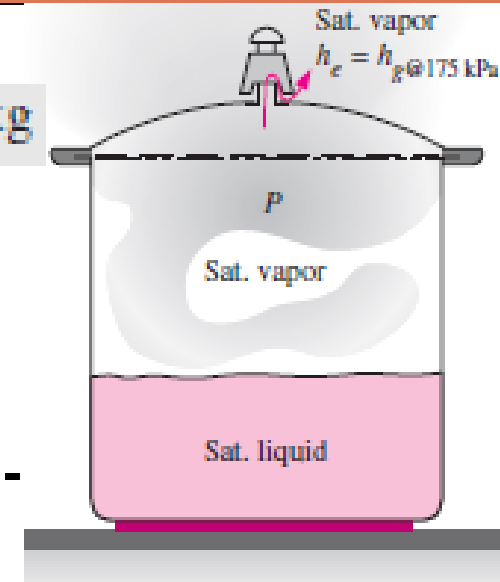
ve

$$U_1 = m_1 u_1 = (1 \text{ kg})(497 \text{ kJ/kg}) = 497 \text{ kJ}$$

olarak bulunur. Son halde sistemin kütlesi, $m_2 = V/v_2$ olmaktadır. Bu bağıntı, enerji denkleminde yerine konulursa;

$$Q_{in} = \left(m_1 - \frac{V}{v_2} \right) h_e + \left(\frac{V}{v_2} u_2 - m_1 u_1 \right)$$

elde edilir. Bu denklemden iki bilinmeyen vardır: u_2 ve v_2 . Çözüm elde edebilmek için u_2 ile v_2 arasında bir ilişki kurmak gerekir. Son halde tencere içinde bir miktar su bulunduğu bilinmektedir. Bu sebeple son hal doymuş sıvı-buhar karışımıdır.



ÖRNEK 5-13: Düdüklü tencere, içindeki basınç ve sıcaklığın normal tencereelere oranla daha yüksek olduğu basınçlı bir kaptır. Sıcaklığın daha yüksek olması nedeniyle yemekler daha çabuk....

u_2 ve v_2 aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$v_2 = v_f + x_2 v_{fg} = 0.001 + x_2(1.004 - 0.001) \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$u_2 = u_f + x_2 u_{fg} = 486.82 + x_2(2037.7) \text{ kJ/kg}$$

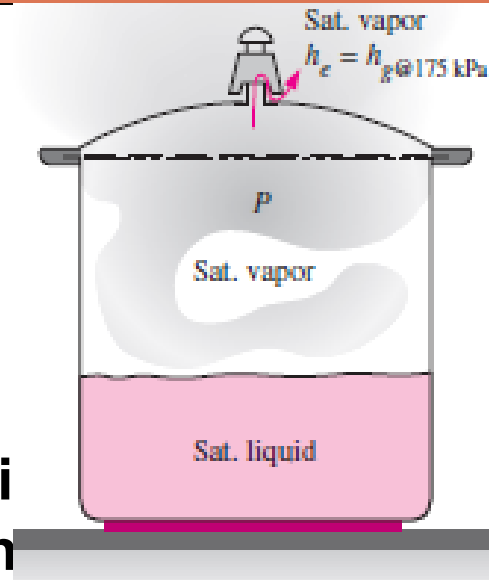
Dikkat edilirse sabit basınçta kaynama sırasında her iki fazın özellikleri sabit kalmakta, sadece kütleler değişmektedir. Yukarıdaki bağıntılar enerji denkleminde yerine konulduğu zaman, bilinmeyen olarak sadece x_2 kalmaktadır. Bu işlemler yapılırsa;

$$x_2 = 0.009$$

bulunur. Böylece,

$$v_2 = 0.001 + (0.009)(1.004 - 0.001) \text{ m}^3/\text{kg} = 0.010 \text{ m}^3/\text{kg}$$

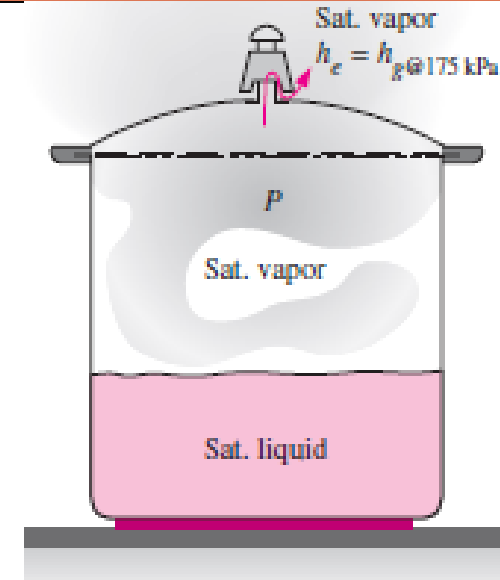
bulunur.



ÖRNEK 5-13: Düdüklü tencere, içindeki basınç ve sıcaklığın normal tencerelere oranla daha yüksek olduğu basınçlı bir kaptır. Sıcaklığın daha yüksek olması nedeniyle yemekler daha çabuk....

ve;

$$m_2 = \frac{V}{v_2} = \frac{0.006 \text{ m}^3}{0.01 \text{ m}^3/\text{kg}} = 0.6 \text{ kg}$$



Görüldüğü gibi, yarım saat geçtikten sonra düdüklü tencerede 0.6 kg su (sıvı+buhar) kalmaktadır.

Tartışma Düdüklü tenceredeki suyun hemen hemen yarısı pişirme süresince buharlaşmıştır.

- **Kütlenin korunumu**
 - Kütle debisi ve hacimsel debi
 - Sürekli akışlı bir sistem için kütle dengesi
 - Sıkıştırılamaz akış için kütle dengesi
- **Akış işi ve akışkanın enerjisi**
 - Kütle ile enerji aktarımı
- **Sürekli akışlı açık sistemlerin enerji analizleri**
- **Bazı sürekli akışlı mühendislik sistemleri**
 - Lüleler ve Yayıcılar
 - Türbinler ve Kompresörler
 - Kısılma vanaları
 - Karışma odaları ve Isı değiştiricileri
 - Boru ve Kanallarda akış
- **Zamanla değişen açık sistemlerin enerji analizi**

Bölüm 6

TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ YASASI

Amaçlar

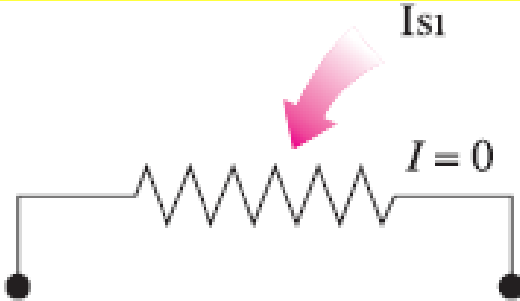
- Termodinamiğin ikinci yasasına giriş yapmak..
- Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını birlikte sağlayan geçerli hal değişimlerini belirlemek.
- Isıl enerji depoları, tersinir ve tersinmez hal değişimleri, ısı makineleri, soğutma makineleri ve ısı pompaları kavramlarını tanımak.
- Termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin-Planck ve Clausius ifadelerini tanımlamak.
- Devridaim makineleri kavramlarını tartışmak.
- Termodinamiğin ikinci yasasını çevrimlere ve bir çevrim gerçekleştirerek çalışan makinelere uygulamak.
- Mutlak termodinamik sıcaklık ölçeğini belirlemek için ikinci yasanın uygulanması.
- Carnot çevriminin tanımlanması.
- Carnot ilkelerinin, ideal Carnot ısı makinelerinin, soğutma makinelerinin ve ısı pompalarının incelenmesi.
- Tersinir ısı makineleri, ısı pompaları ve soğutma makineleri için ısı verimleri ve etkinlik katsayıları ifadelerinin belirlenmesi.

TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ YASASINA GİRİŞ

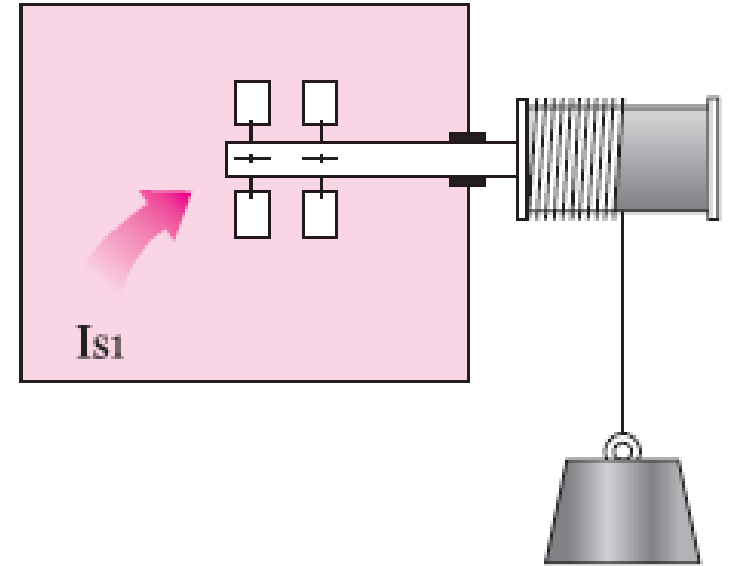
Bu işlemler birinci kanuna uymalarına rağmen, gerçekleşemezler.



Daha soğuk bir odada bulunan bir fincan sıcak kahve daha çok ısınmaz.



Tele ısı geçişi elektrik üretimine yol açmaz.

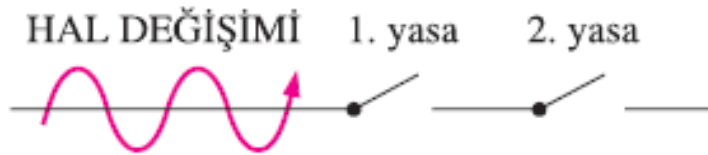


Çarka ısı geçişi çarkın dönmesini sağlamaz.

TEK YÖN

Hal değişimleri belirli bir yönde gerçekleşir. Ters yönde gerçekleşmez.

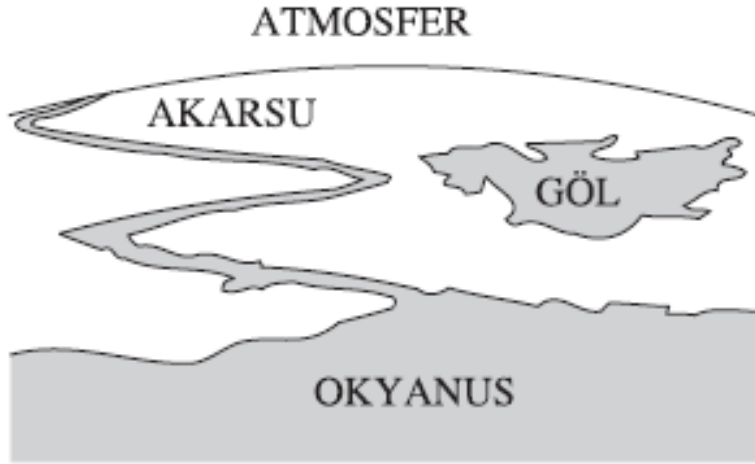
Bir hal değişiminin gerçekleşebilmesi için termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarının sağlanması zorunludur.



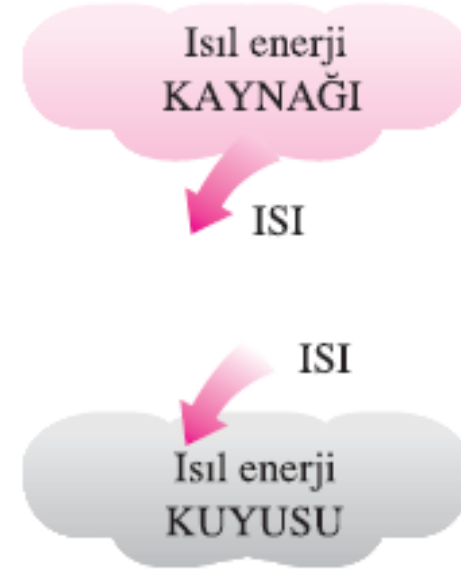
İKİNCİ YASANIN ESAS KULLANIMI

1. İkinci yasa hal değişimlerinin yönünü açıklayabilir.
2. İkinci yasa aynı zamanda enerjinin niceliği kadar **niteliğinin** de olduğunu öne sürer. Birinci yasa, niteliğiyle ilgilenmeksizin, enerjinin niceliğiyle ve bir biçimden diğerine dönüşümüyle ilgilidir. İkinci yasa, enerjinin niteliğinin ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığının belirlenmesinin gerekli vasıtalarını sağlar.
3. Termodinamiğin ikinci yasası, yaygın olarak kullanılan ısı makineleri ve soğutma makineleri gibi mühendislik sistemlerinin verimlerinin **kuramsal sınırlarının** ve kimyasal reaksiyonların hangi oranda tamamlanacaklarının belirlenmesinde de kullanılır.

ISIL ENERJİ DEPOLARI



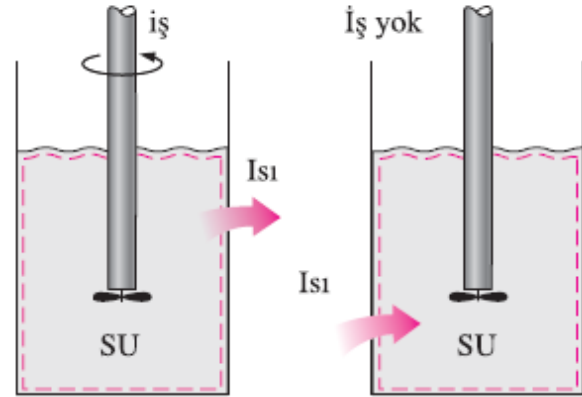
Isıl enerji sığaları büyük kütleler, ısı deposu olarak tanımlanabilir.



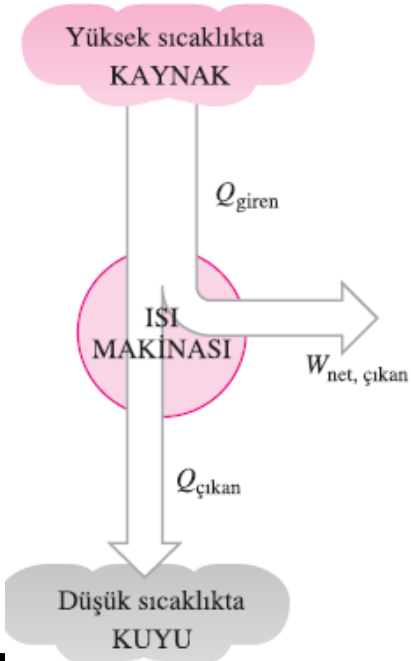
Isıl kaynak ısı enerji sağlar, ısı kuyuya ısı enerji verilir.

- Sıcaklığında bir değişim olmaksızın, sonlu miktarda ısıyı verebilecek ya da alabilecek büyüklükte ısı enerji sığasına ($kütle \times özgül ısı$) sahip cisimler **ısı enerji deposu** veya yalnızca depo olarak adlandırılır.
- Uygulamada atmosferik hava kadar, okyanuslar, göller ve akarsular gibi büyük su kütleleri de büyük enerji depolama yetenekleri veya ısı kütleleri nedeniyle, birer ısı enerji deposu olarak düşünülebilirler

ISI MAKİNELERİ



İşin tümü her zaman ısı enerjisiye dönüştürülebilir, fakat bunun tersi doğru değildir.



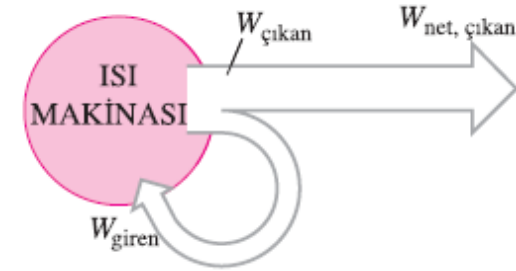
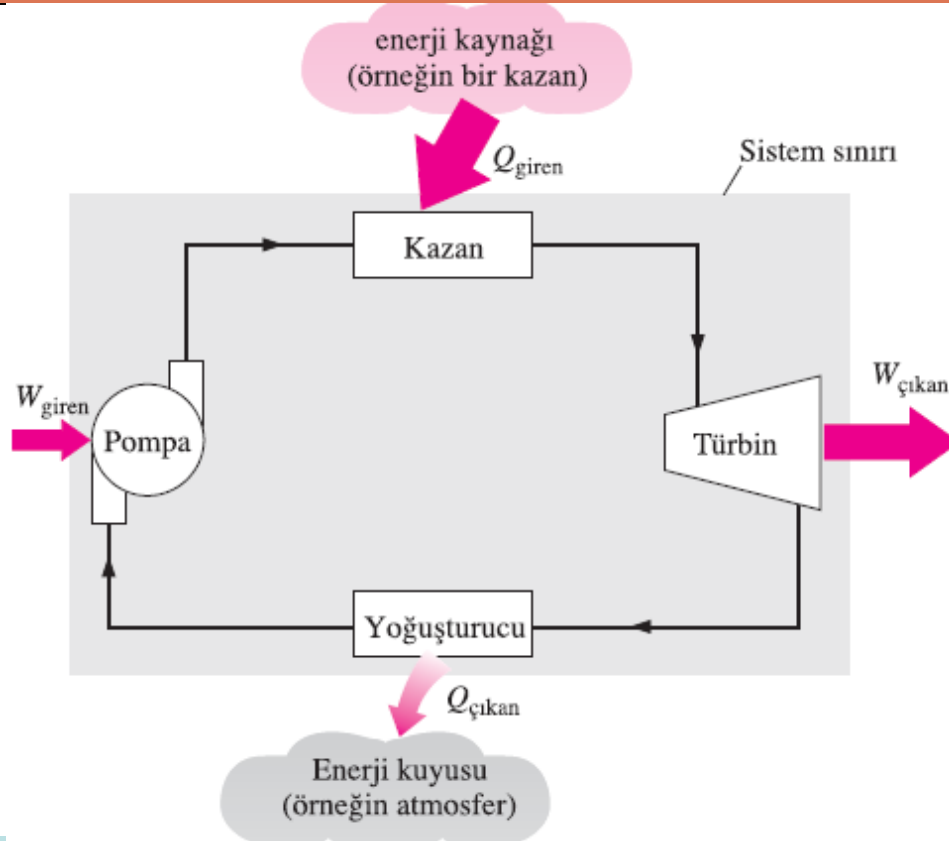
Isı makinesi aldığı ısıнын bir bölümünü işe dönüştürür, geri kalanını düşük sıcaklıktaki bir ısı kuyuya verir.

Makineler ısıyı işe dönüştürürler.

1. Yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan (güneş enerjisi, kazanlar, nükleer reaktörler vb.) ısı alırlar .
2. Geri kalan atık ısıyı düşük sıcaklıktaki bir kuyuya (atmosfer, akarsular, vb.) verirler.
3. Bir çevrim gerçekleştirerek çalışırlar.

Isı makineleri ve bir çevrime göre çalışan diğer makineler, çevrimi gerçekleştirirken ısı alışverişini yapabilecekleri ortam olarak genellikle bir akışkan içerirler. Bu akışkana **iş akışkanı** denir.

Bir Buharlı Güç Santrali



Isı makinesinin yaptığı işin bir bölümü, sürekli çalışmayı sağlamak için çevrim içinde kullanılır.

$$W_{\text{net, cıkan}} = W_{\text{cıkan}} - W_{\text{giren}} \quad (\text{kJ})$$

$$W_{\text{net, cıkan}} = Q_{\text{giren}} - Q_{\text{cıkan}} \quad (\text{kJ})$$

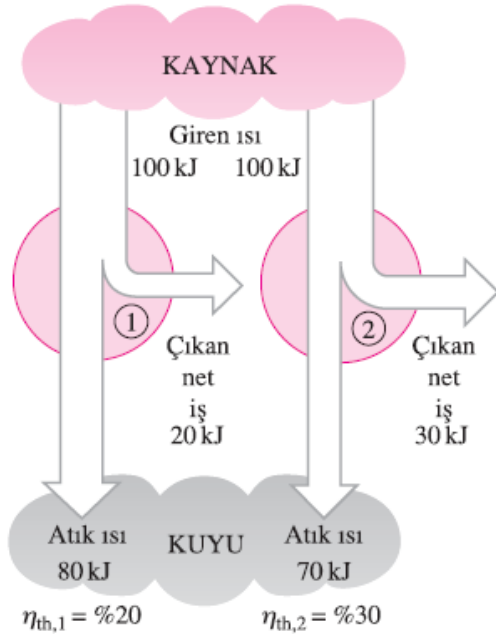
Q_{giren} = Yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağından (kazandan) suya geçen ısı miktarı.

$Q_{\text{cıkan}}$ = Yoğusturucuda buhardan düşük sıcaklıktaki kuyuya (atmosfer, akarsular vb.) geçen ısı miktarı.

$W_{\text{cıkan}}$ = Türbinde genişlerken buhar tarafından üretilen iş miktarı.

W_{giren} = Suyu kazan basıncına sıkıştırmak için gereken iş miktarı.

Isıl verim



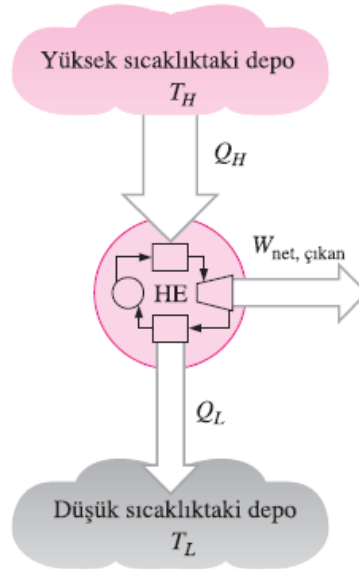
Bazı ısı makinelerinin verimi daha yüksektir (aldıkları ısıнын daha büyük kısmını işe dönüştürürler).

$$\text{Isıl verim} = \frac{\text{Elde edilen net iş}}{\text{Toplam giren ısı}}$$

$$W_{\text{net,çıkan}} = Q_{\text{giren}} - Q_{\text{çıkan}}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{\text{net,çıkan}}}{Q_{\text{giren}}}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{\text{çıkan}}}{Q_{\text{giren}}}$$

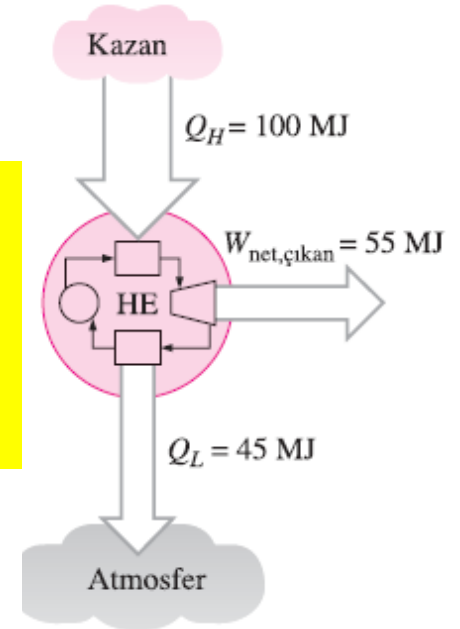


Isı
makinesinin
genel çizimi

$$W_{\text{net,çıkan}} = Q_H - Q_L$$

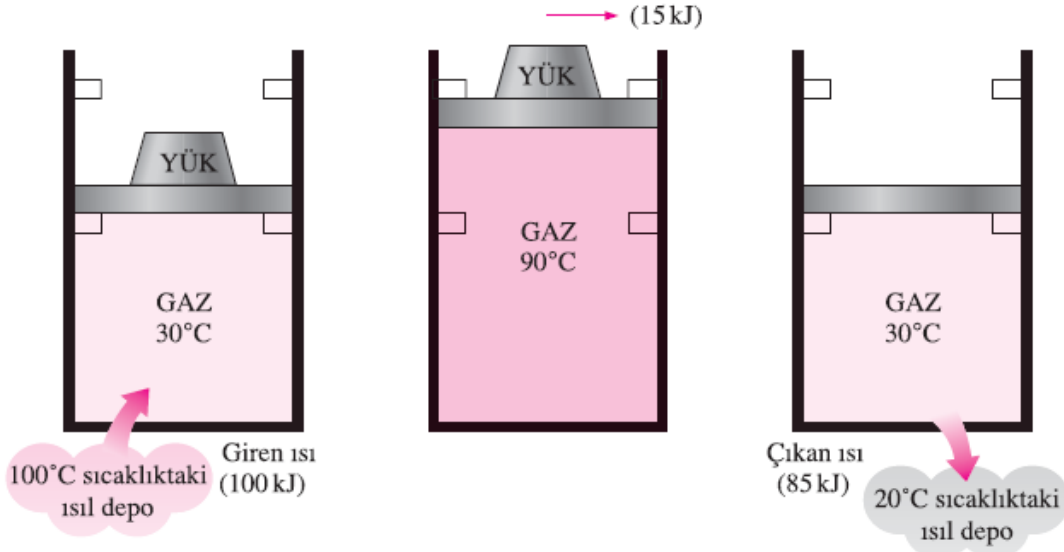
$$\eta_{th} = \frac{W_{\text{net,çıkan}}}{Q_H}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$



Verimi en yüksek ısı makineleri bile, aldıkları ısıнын neredeyse yarısını atık ısı olarak çevreye verirler.

Qçıkan Olmayabilir mi?



Bir ısı makinesi çevrimi, düşük sıcaklıktaki ısıl kuyuya bir miktar enerji vermeden tamamlanamaz.

İdeal koşullarda olsa bile, bütün ısı makinelerinin çevrimlerini tamamlayabilmek için bir miktar enerjiyi düşük sıcaklıktaki bir ısı deposuna atık olarak vermesi gerekir.

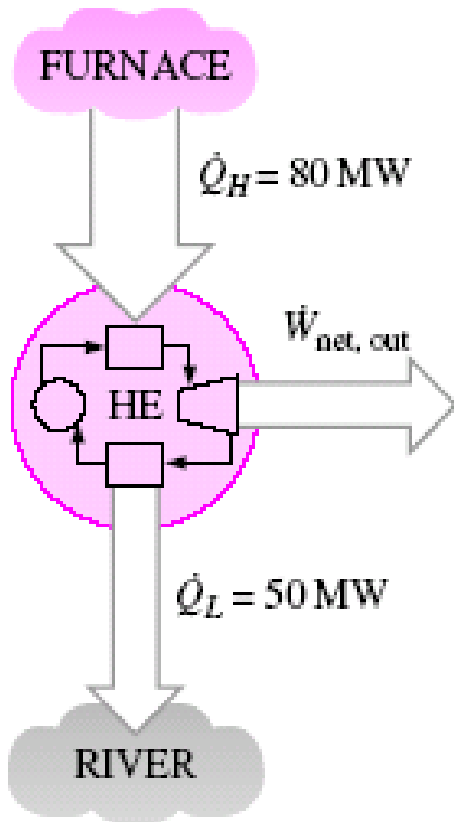
Bir buharlı güç santralinin yoğusturucusunda, büyük miktarlarda atık ısı akarsulara, göllere veya atmosfere atılmaktadır.

Bu durumda yoğusturucu santralden çıkarılıp söz konusu atık ısıdan tasarruf edilemez mi?

Bu sorunun yanıtı, ne yazık ki kesin bir hayırdır. Çünkü, yoğusturucuda ısı atılma işlemi gerçekleşmeden çevrim tamamlanamaz.

ÖRNEK 6-1: 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 ısı verimini hesaplayın.

Çözüm: Bu ısı makinesi için kazan, yüksek sıcaklıktaki ısı enerji deposu, akarsu ise düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposu olmaktadır. Isı makinesinin aldığı ve verdiği ısılar,



$$\dot{Q}_H = 80 \text{ MW} \quad \text{and} \quad \dot{Q}_L = 50 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{\text{net, out}} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = (80 - 50) \text{ MW} = \mathbf{30 \text{ MW}}$$

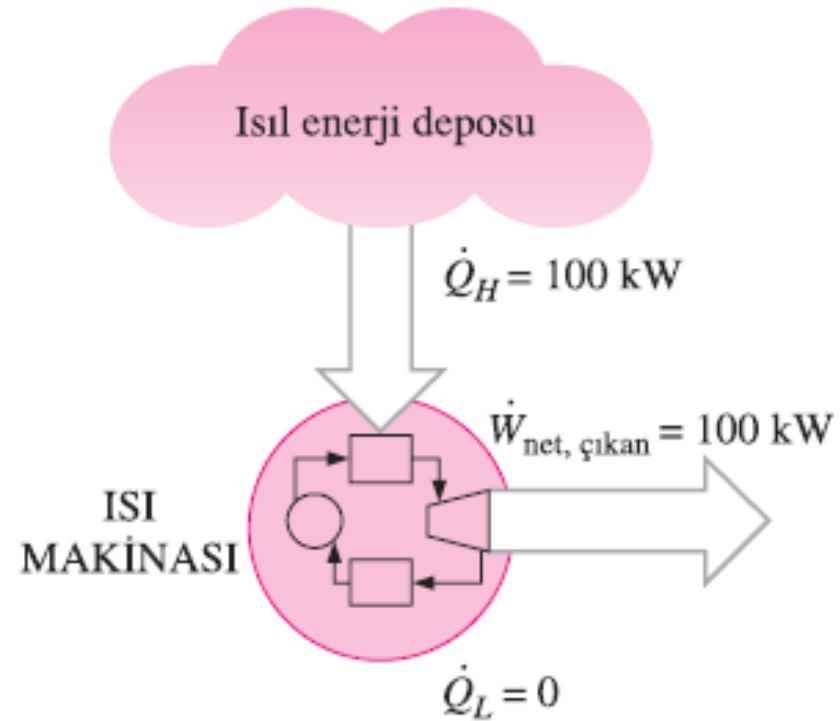
$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{W}_{\text{net, out}}}{\dot{Q}_H} = \frac{30 \text{ MW}}{80 \text{ MW}} = \mathbf{0.375 \text{ (or 37.5\%)}}$$

Termodinamiğin İkinci Yasası: Kelvin-Planck İfadesi

Termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin, yalnızca bir kaynaktan ısı alıp net iş üretmesi olanaksızdır.

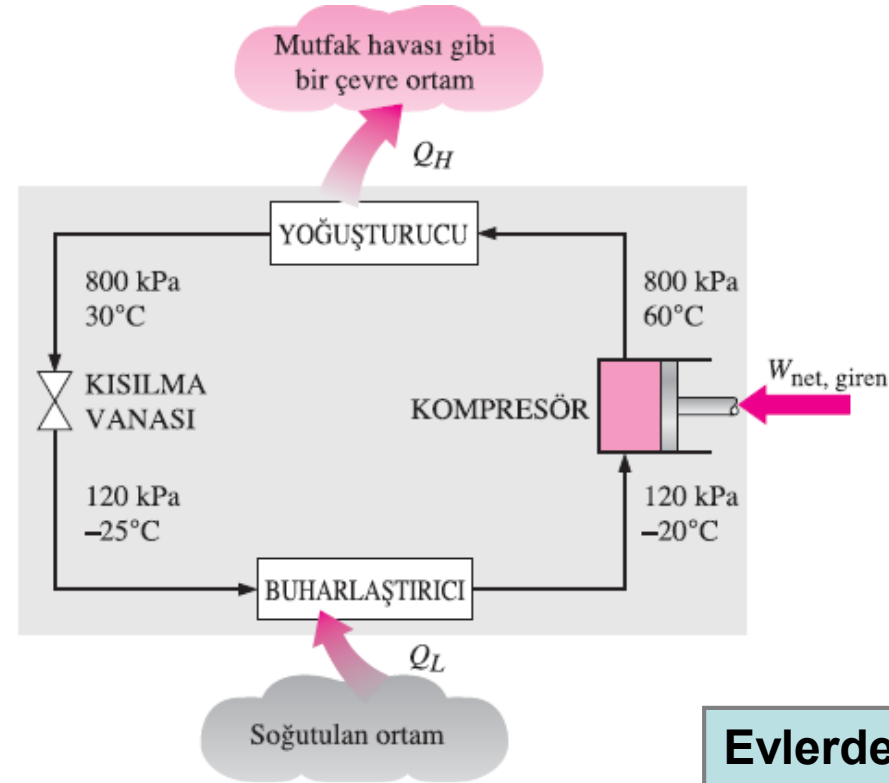
Hiçbir ısı makinesinin ısı verimi yüzde 100 olamaz veya bir güç santralinin sürekli çalışabilmesi için iş akışkanının hem kazanla, hem de çevreyle ısı alışverişinde bulunması gerekir.

Bir ısı makinesinin yüzde 100 ısı verime sahip olamamasının, sürtünmeler veya diğer kayıplardan kaynaklanmadığı vurgulanmalıdır. Çünkü bu sınırlama gerçek ısı makineleri kadar, ideal ısı makineleri için de geçerlidir. .



İkinci yasanın Kelvin-Planck ifadesine aykırı bir ısı makinesi.

SOĞUTMA MAKİNELERİ VE ISI POMPALARI

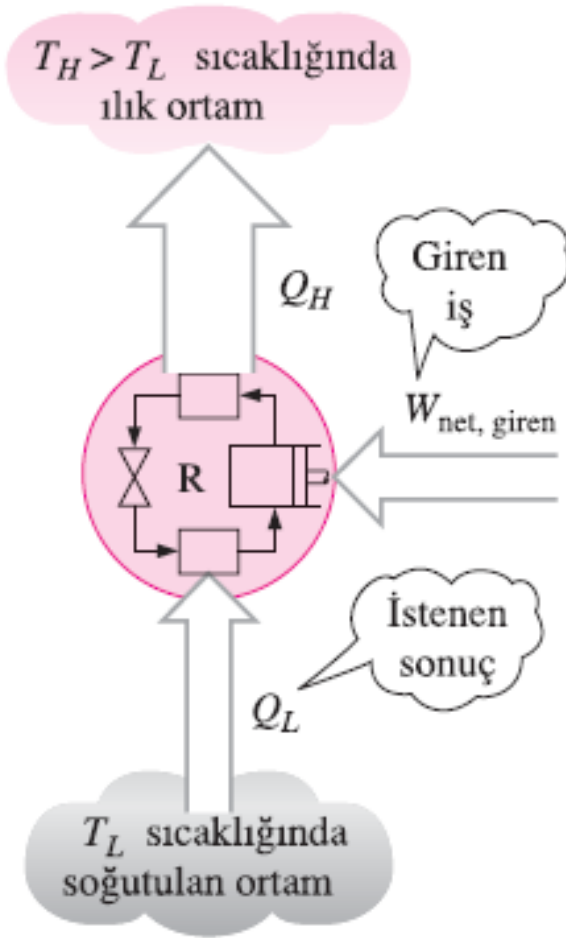


- Düşük sıcaklıklı bir ortamdan yüksek sıcaklıklı bir ortama ısı geçişi kendiliğinden oluşmaz ve **soğutma makineleri** adı verilen özel makinelerin kullanımını gerektirir.
- Isı makineleri gibi soğutma makineleri de bir çevrim gerçekleştirerek çalışan makinelerdir.
- Soğutma çevriminde kullanılan iş akışkanı **soğutucu akışkan** olarak adlandırılır.
- En yaygın kullanılan soğutma çevrimi, **buhar-sıkıştırılmalı soğutma çevrimidir**.

Evlerde kullanılan bir buzdolabında, soğutucu akışkan tarafından ısının alındığı dondurucu bölüm, buharlaştırıcı işlevini görür. Buzdolabının arkasında bulunan ve ısının soğutucu akışkandan mutfak havasına geçmesine yarayan borular ise yoğuşturucu olarak görev yapar.

Bir soğutma sisteminin ana elemanları ve tipik çalışma koşulları.

Etkinlik Katsayısı



Bir soğutma makinesinin verimi, etkinlik katsayısı ile ifade edilir ve COP_{SM} ile gösterilir. Soğutma makinesinin amacı, soğutulan ortamdaki ısı (Q_L) çekmektir.

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{Elde edilmek istenen değer}}{\text{Harcanması gereken değer}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net, giren}}}$$

$$W_{\text{net, giren}} = Q_H - Q_L \quad (\text{kJ})$$

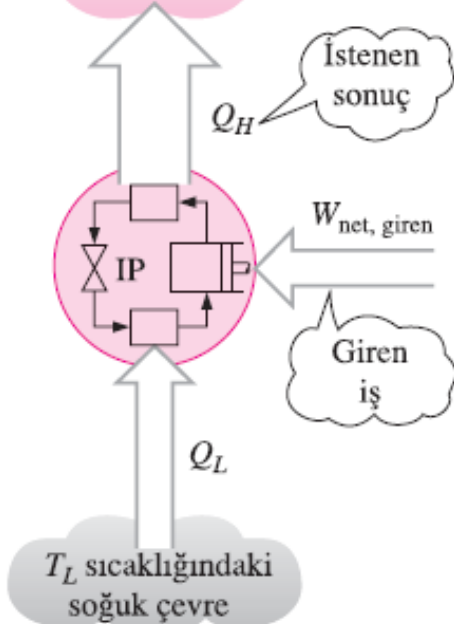
$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1}$$

Bir soğutma makinesinin amacı, soğutulan ortamdaki Q_L ısını çekmektir.

COP_{SM} 'in değeri birden büyük olabilir mi?

Isı Pompaları

$T_H > T_L$ sıcaklığında ısıtılan ılık ortam



Bir ısı pompası nın amacı, ılık ortama Q_H ısını vermektedir.

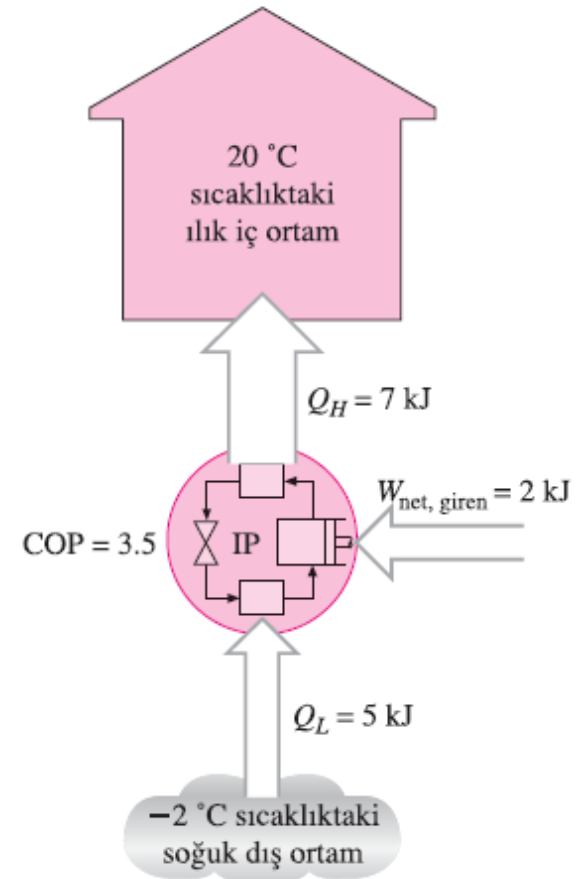
Bir ısı pompasına giren iş, soğuk dış ortamdan alınan ısı enerjisinin, ılık iç ortama verilmesini sağlar.

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{\text{Elde edilmek istenen değer}}{\text{Harcanması gereken değer}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net,giren}}}$$

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \text{COP}_{\text{SM}} + 1$$

Q_L ve Q_H 'ın sabit değerleri için



COP_{IP} 'in değeri birden daha küçük olabilir mi? $\text{COP}_{\text{IP}}=1$ neyi gösterir?



- Günümüzde kullanılan ısı pompalarının mevsimlik ortalama COP değerleri 2 ile 3 arasında değişir.
- Mevcut ısı pompalarının çoğu kışın soğuk dış havayı ısı kaynağı olarak kullanırlar (hava-kaynaklı ısı pompaları).
- Sıcaklık donma noktasının altına düştüğünde verimleri önemli ölçüde azalır.
- Böyle durumlarda ısı kaynağı olarak toprağı kullanan, jeotermal (veya toprak-kaynaklı) ısı pompaları kullanılabilir.
- Kurulumları daha masraflı olmasına karşın, bu tür ısı pompalarının verimleri daha yüksektir.
- İklimlendirme cihazları -klimalar esas olarak buzdolabından farklı değildir. Soğuttukları ortam yiyecek bölümü yerine bir binanın bir odasıdır.
- COP değeri, soğutma sıcaklığının düşüşüyle azalmaktadır.
- Bu nedenle gerek duyulan sıcaklıktan daha düşük sıcaklıklara soğutma işlemi ekonomik değildir.

Ters yönde yerleştirildiğinde, bir iklimlendirme cihazı, ısı pompası gibi çalışır.

Enerji Etkinlik Oranı (EER): Tüketilen 1 Wh (watt-saat) elektrik enerjisi için, soğutulan ortamdan çekilen ısıнын Btu cinsinden değeri olarak tanımlanır.

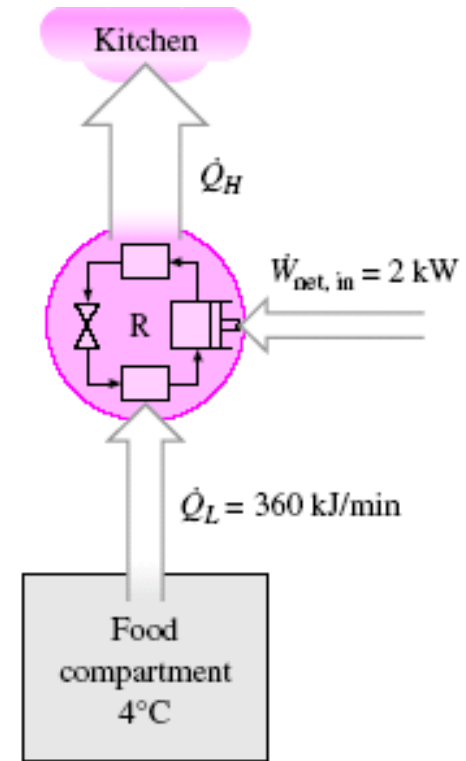
ÖRNEK 6-3: Bir buzdolabının iç ortamından dakikada 360 kJ ısı çekilerek iç ortam 4 °C sıcaklıkta tutulmaktadır. Buzdolabını çalıştırmak için gerekli güç 2 kW olduğuna göre, (a) buzdolabının etkinlik katsayısını, (b) buzdolabından mutfığa olan ısı akısını hesaplayın.

Çözüm: (a) Soğutma makinesinin (buzdolabının) etkinlik katsayısı;

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{net, in}}} = \frac{360 \text{ kJ/min}}{2 \text{ kW}} \left(\frac{1 \text{ kW}}{60 \text{ kJ/min}} \right) = 3$$

(b) Buzdolabının mutfığa verdiği ısıyı hesaplamak için birinci yasadan yararlanılabilir:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{\text{net, in}} = 360 \text{ kJ/min} + (2 \text{ kW}) \left(\frac{60 \text{ kJ/min}}{1 \text{ kW}} \right) = 480 \text{ kJ/min}$$



Dikkat edilirse mutfığa geçen ısı, soğutulan ortamdan çekilen ısıyla buzdolabına giren elektrik işinin toplamıdır. Mutfığa geçen ısı, mutfığın iç enerjisini (sıcaklığını) artırmaktadır. Bu örnekten de açıkça görüldüğü gibi, enerji bir biçimden diğerine dönüşebilmekte, bir ortamdan başka bir ortama geçebilmekte, fakat hiçbir zaman yok olmamaktadır.

ÖRNEK 6-4 : 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_{HP}) bu koşullarda 2.5 ise, (a) Isı pompasının tükettiği gücü, (b) Soğuk dış havadan ısı pompasına geçen ısıyı hesaplayın.

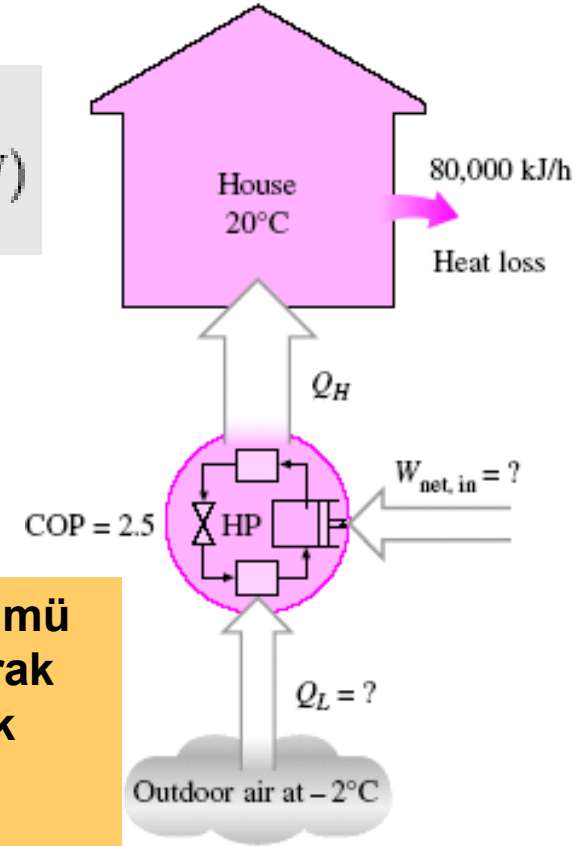
Çözüm: (a) Şekilde gösterilen ısı pompası tarafından tüketilen güç, ısı pompası için etkinlik katsayısı:

$$\dot{W}_{\text{net, in}} = \frac{\dot{Q}_H}{\text{COP}_{\text{HP}}} = \frac{80,000 \text{ kJ/h}}{2.5} = 32,000 \text{ kJ/h (or 8.9 kW)}$$

(b) Dışarıdan alınması gereken ısı çevrim için enerjinin korunumu ilkesinden;

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_H - \dot{W}_{\text{net, in}} = (80,000 - 32,000) \text{ kJ/h} = 48,000 \text{ kJ/h}$$

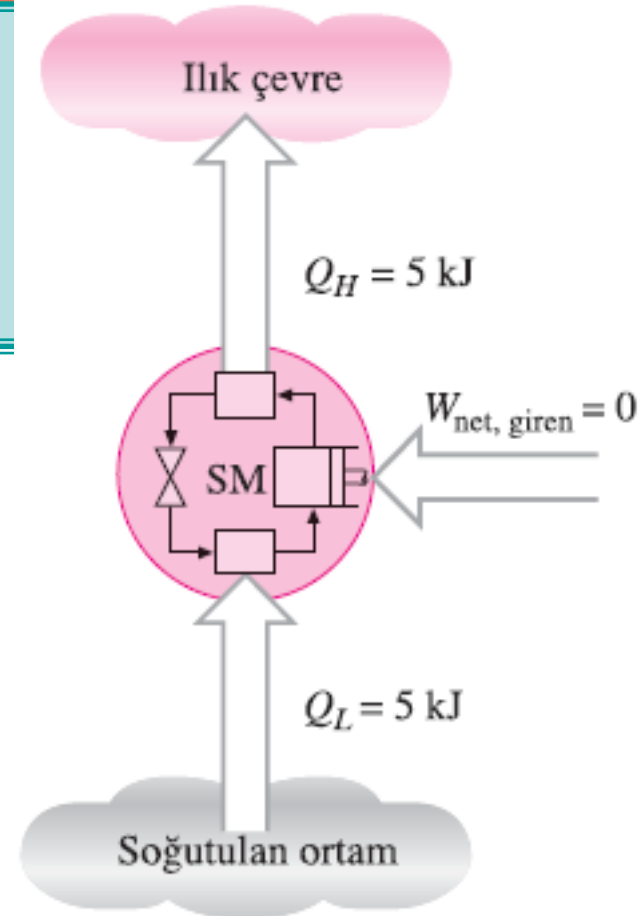
Eve bir saatte verilen 80000 kJ ısıнын 48000 kJ kadarlık bölümü soğuk dış havadan alınmaktadır. Bu nedenle, ödeme yapılarak alınan enerji, ısı pompasına bir saatte elektrik enerjisi olarak giren 32000 kJ enerjidir. Eğer doğrudan bir elektrikli ısıtıcı kullanılsaydı, saatte 80000 kJ enerjinin tümünün ödenmesi gerekirdi. Bu değer ısı pompası için yapılması gereken ödemenin 2.5 katıdır.



Termodinamiğin İkinci Yasası: Clausius İfadesi

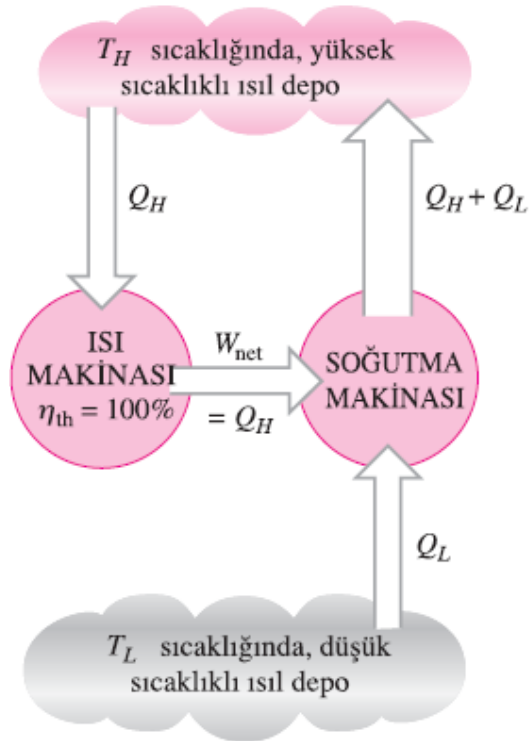
Termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan ve düşük sıcaklıktaki bir cisimden aldığı ısıyı yüksek sıcaklıktaki bir cisme aktarmak dışında hiçbir enerji etkileşiminde bulunmayan bir makine tasarlamak olanaksızdır.

- Buzdolabının kompresörüne bir elektrik motoru gibi herhangi bir dış güç kaynağı yoluyla iş girişi olmadan, buzdolabının kendiliğinden çalışamayacağı anlamına gelir.
- Böylece çevrimin çevre üzerindeki net etkisi, ısının daha soğuk bir cisimden daha sıcak olana aktarılması yanında, iş biçiminde bir miktar enerji tüketmesidir.
- Bugüne kadar ikinci yasaya aykırı bir deney yapılamamıştır. Bu da ikinci yasanın geçerliliğinin yeterli bir kanıtıdır.

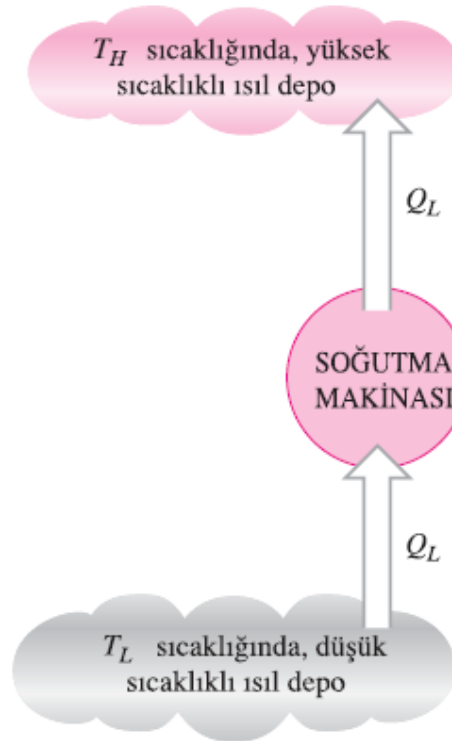


İkinci yasanın Clausius ifadesine aykırı bir soğutma makinesi.

İki İfadenin Eşanlamlılığı



%100 verimli ısı makinası ile desteklenen bir soğutucu

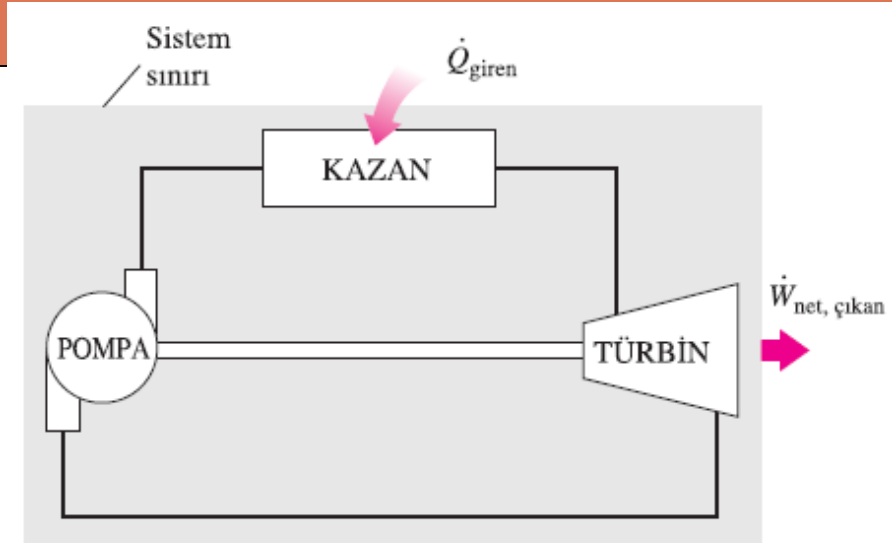
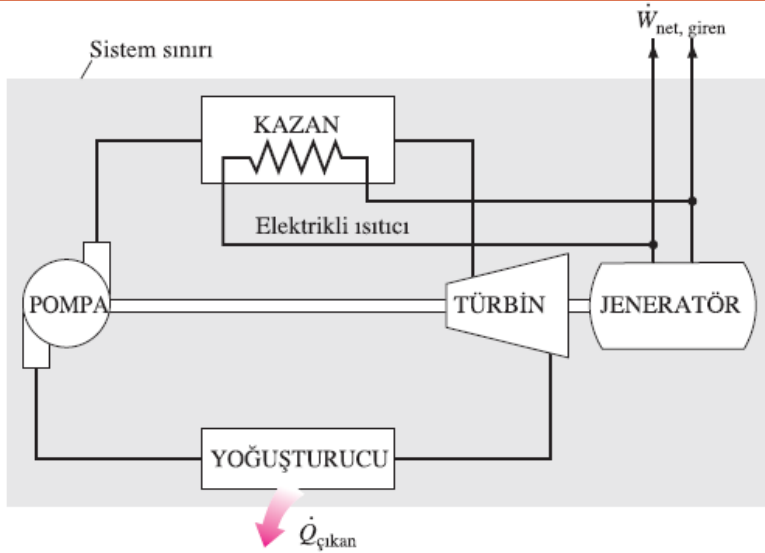


E de er soğutucu

Kelvin-Planck ifadesine aykırı bir durumun Clausius ifadesine de aykırı olacağının kanıtı.

Kelvin-Planck ve Clausius ifadeleri sonuçları bakımından birbirinin eşdeğeri olup, her ikisi de termodinamiğin ikinci yasasının ifadesi olarak kullanılırlar. İfadelerden birine aykırı olan herhangi bir makine veya çevrim, diğerine de aykırıdır.

DEVİRDAIM MAKİNELERİ



Termodinamiğin birinci yasasına aykırı bir devridaim makinesi (DDM1).

Termodinamiğin ikinci yasasına aykırı bir devridaim makinesi (DDM2).

Devridaim makinesi : Birinci ve ikinci yasalardan herhangi birine aykırı olan makinelerdir.

Birinci yasaya aykırı olan (yani yoktan enerji var eden) makinelere **(DDM1)**, ikinci yasaya aykırı makinelere de **(DDM2)** denir.

Devridaim makinesi yapmaya yönelik sayısız girişim olmasına karşın, bunlardan hiçbiri başarılı olamamıştır.

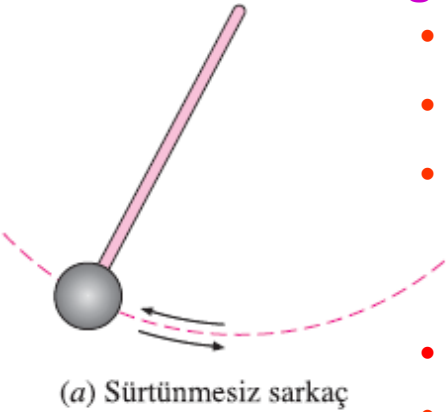
Eğer bir şey gerçek olamayacak kadar iyi ise, büyük olasılıkla öyledir.

TERSİNİR VE TERSİNMEZ HAL DEĞİŞİMLERİ

Tersinir hal değişimi: Çevrede herhangi bir iz bırakmadan tersi yönde gerçekleşebileilen bir hal değişimi olarak tanımlanır.

Tersinmez hal değişimi: Tersinir olmayan hal değişimlerine denir.

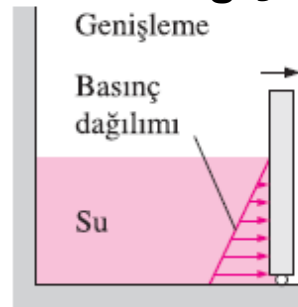
- Doğada tersinir hal değişimlerine rastlanmaz.
- *Neden tersinir hal değişimleriyle uğraşırız ?*
- (1) **İncelemek kolaydır** ve (2) **Gerçek hal değişimlerinin karşılaştırılabileceği ideal modeller (kuramsal limitler) oluştururlar.**
- Bazı hal değişimleri diğerlerine göre daha çok tersinmezdir.
- Tersinir hal değişimlerini tahmin etmeye çalışırız. **Niçin?**



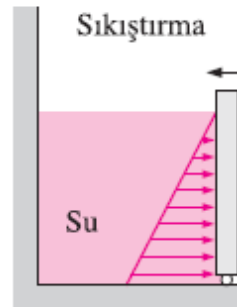
(a) Sürtünmesiz sarkaç



(b) Bir gazın sanki-dengeli genişlemesi ve sıkıştırılması



(a) Yavaş (tersinir) hal değişimi



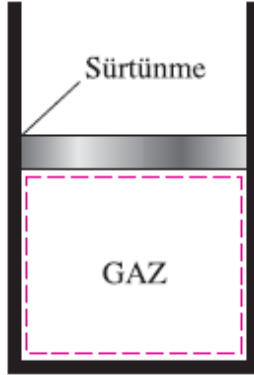
(b) Hızlı (tersinmez) hal değişimi

Bilinen iki tersinir hal değişimi.

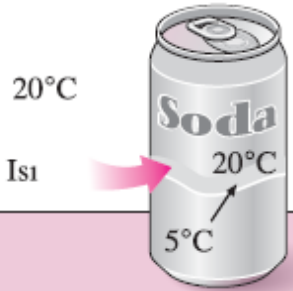
En çok iş, tersinir hal değişimleri sırasında yapılır. En az iş, tersinir hal değişimleri sırasında gerekir.

Tersinmezlikler

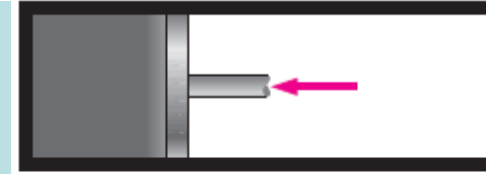
Sürtünme, bir hal değişimini tersinmez yapar.



(a) Sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi tersinmezdir
(b) soğuk ortamdan sıcak ortama kendiliğinden ısı geçişi olanaksızdır.



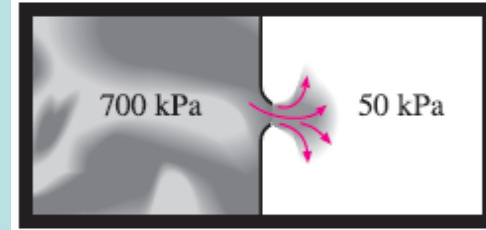
- Bir hal değişiminin tersinmez olmasına neden olan etkenlere **tersinmezlikler** adı verilir.
- **Sürtünme, dengesiz genişleme, iki sıvının karışması, sonlu bir sıcaklık farkında ısı geçişi, elektrik direnci, katıların elastik olmayan şekil değişimleri ve kimyasal tepkimeler** bu etkenler arasındadır.
- Bu etkenlerden herhangi birinin varlığı, hal değişimini tersinmez yapar.



(a) Hızlı sıkıştırma



(b) Hızlı genişleme

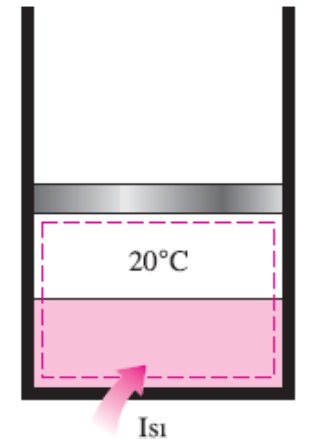
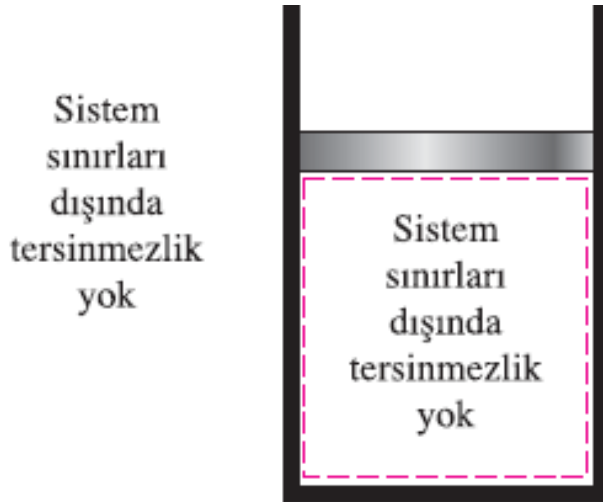


(c) Kontrolsüz genişleme

Tersinmez sıkıştırma ve genişleme işlemleri.

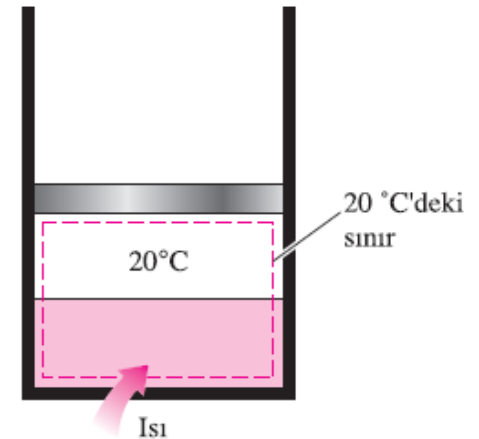
İçten ve Dıştan Tersinir Hal Değişimleri

- **İçten tersinir hal değişimi** : Hal değişimi sırasında sistemin sınırları içinde tersinmezlikler meydana gelmiyorsa.
- **Dıştan tersinir hal değişimi** : Sistemin sınırları dışında tersinmezlikler meydana gelmiyorsa
- **Tümden tersinir hal değişimi** : Sistemin sınırları içinde ve ilişkide olduğu çevrede tersinmezlikler meydana gelmiyorsa
- Tümden tersinir bir hal değişiminde sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi, sanki-dengeli olmayan değişimler, sürtünme ve benzer olgular yoktur.



20.000.....1 °C
aklındaki ısı enerji deposu

(a) Tümden tersinir



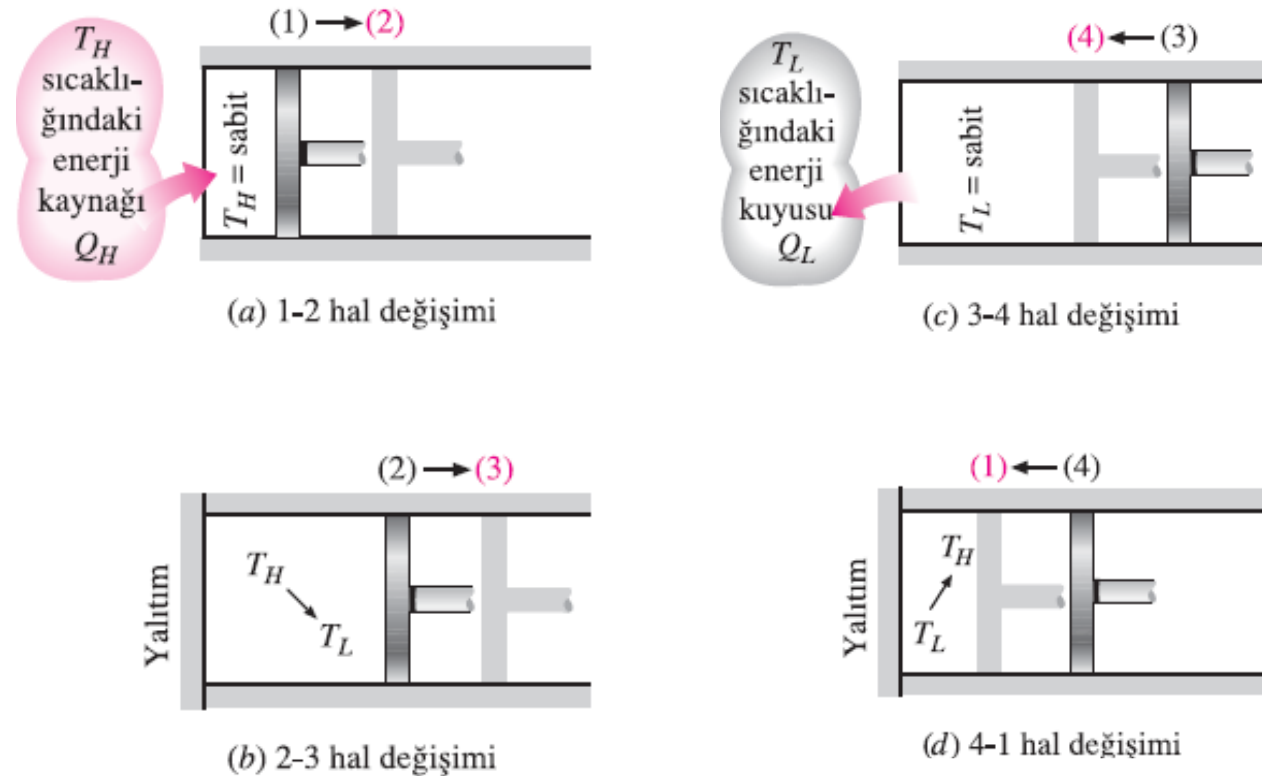
30 °C sıcaklığındaki
ısı enerji deposu

(b) İçten tersinir

Tersinir bir hal değişiminde sistem sınırları içinde ve dışında tersinmezlikler yoktur.

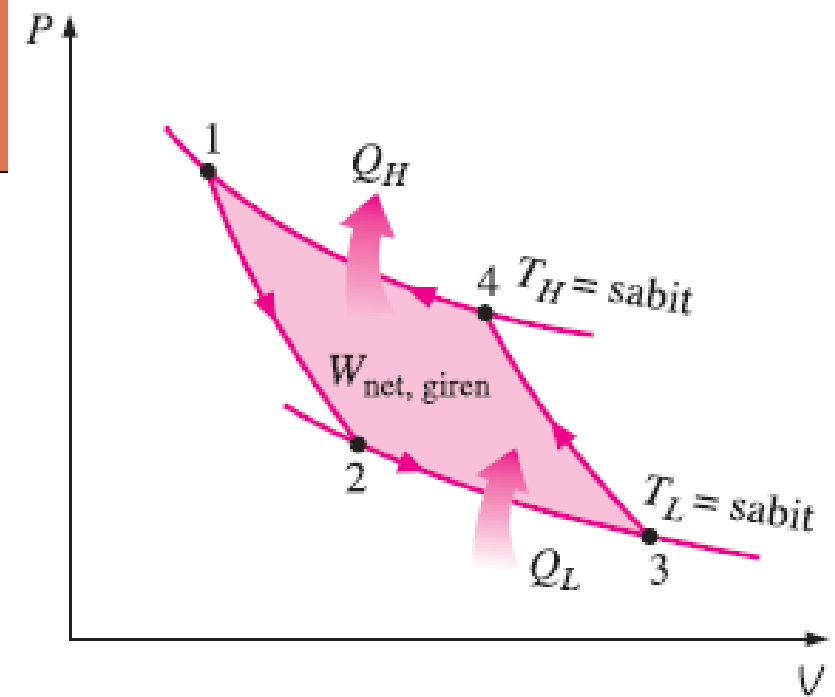
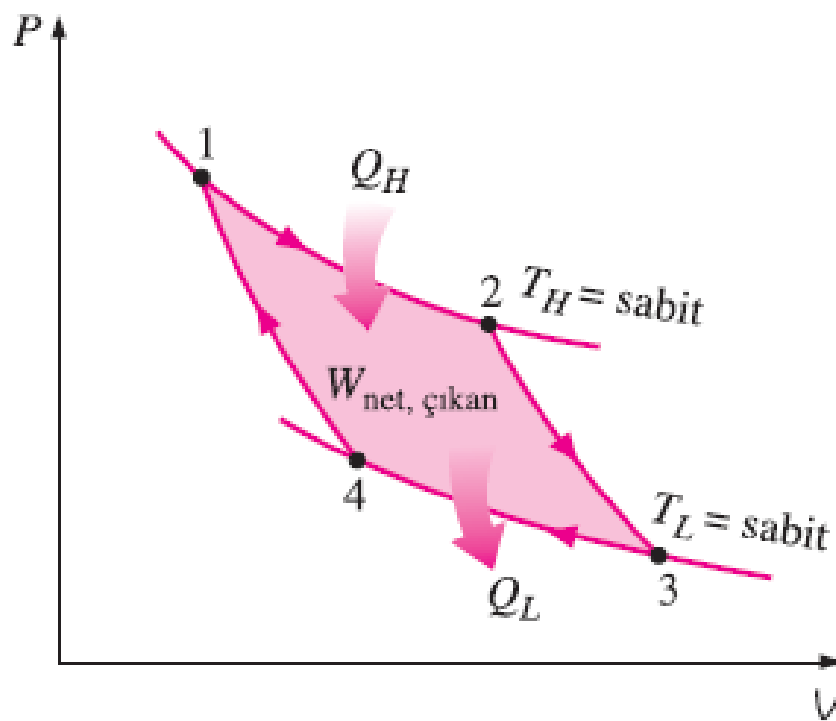
Tümden ve içten tersinir ısı geçişi.

CARNOT ÇEVİRİMİ



Carnot çevriminin kapalı bir sistemde gerçekleştirilişi.

Tersinir sabit sıcaklıkta genişleme (1-2 hal değişimi, $T_H = \text{sabit}$)
Tersinir adyabatik genişleme (2-3 hal değişimi, sıcaklık T_H 'den T_L 'ye düşmektedir)
Tersinir sabit sıcaklıkta sıkıştırma (3-4 hal değişimi, $T_L = \text{sabit}$)
Tersinir adyabatik sıkıştırma (4-1 hal değişimi, sıcaklık T_L 'den T_H 'ye yükselmektedir)



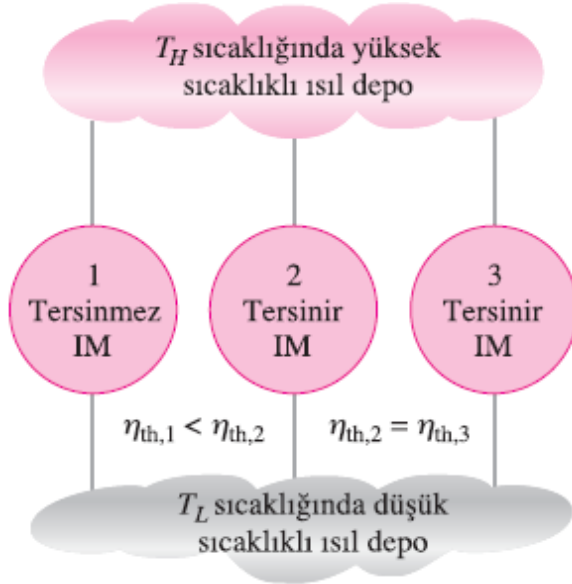
Carnot çevriminin P - V diyagramı.

Ters Carnot çevriminin P - V diyagramı.

Ters Carnot Çevrimi

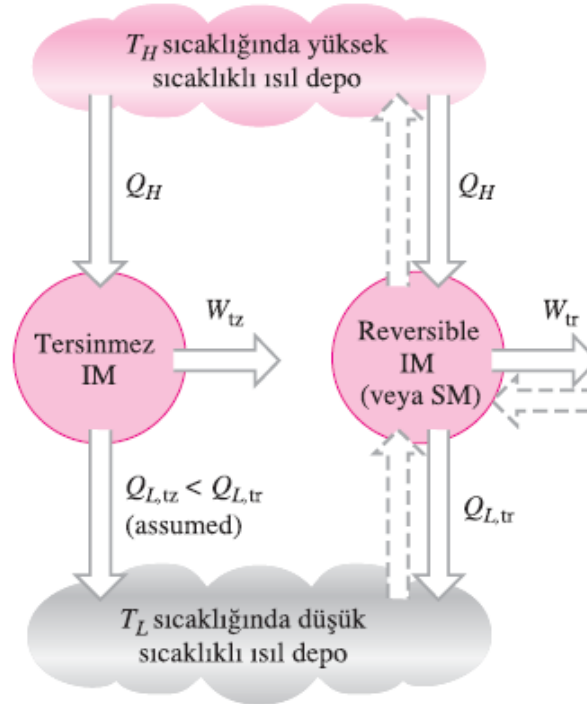
Carnot ısı makinesi çevrimi tümünden tersinir bir çevrimdir. Onu oluşturan tüm hal değişimleri ters yönde gerçekleştirilebilir. Bu durumda **Carnot soğutma makinesi çevrimi** elde edilir.

CARNOT İLKELERİ

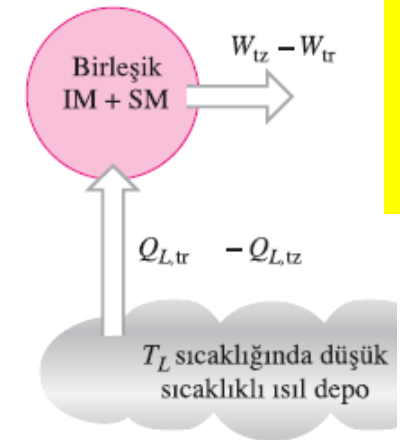


Carnot ilkeleri

1. Aynı iki ısıl depo arasında çalışan iki ısı makinesinden, tersinmez olanın verimi her zaman tersinir olanın veriminden küçüktür.
2. Aynı iki ısıl depo arasında çalışan bütün tersinir ısı makinelerinin verimleri eşittir.



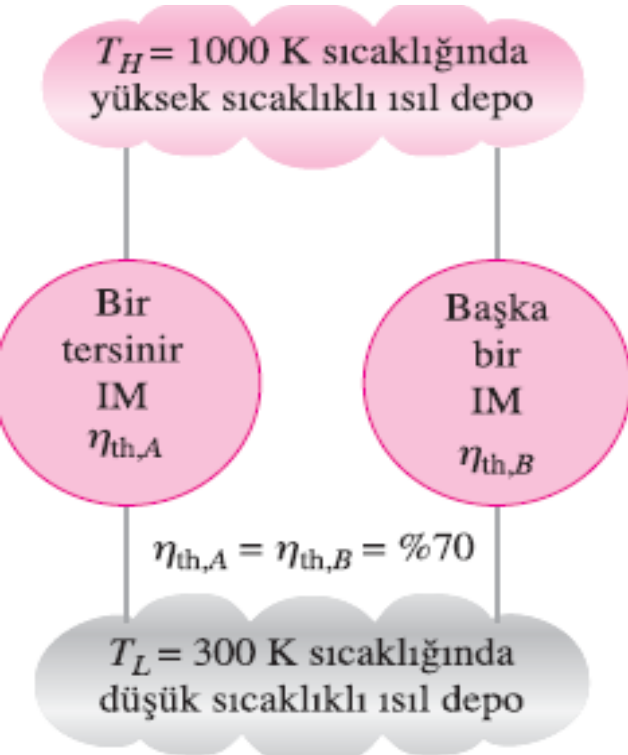
(a) Aynı ısıl depolar arasında çalışan tersinir ve tersinmez ısı makineleri (tersinir ısı makinesi daha sonra soğutma makinesi olarak çalıştırılmaktadır).



(b) Eşdeğer birleşik sistem.

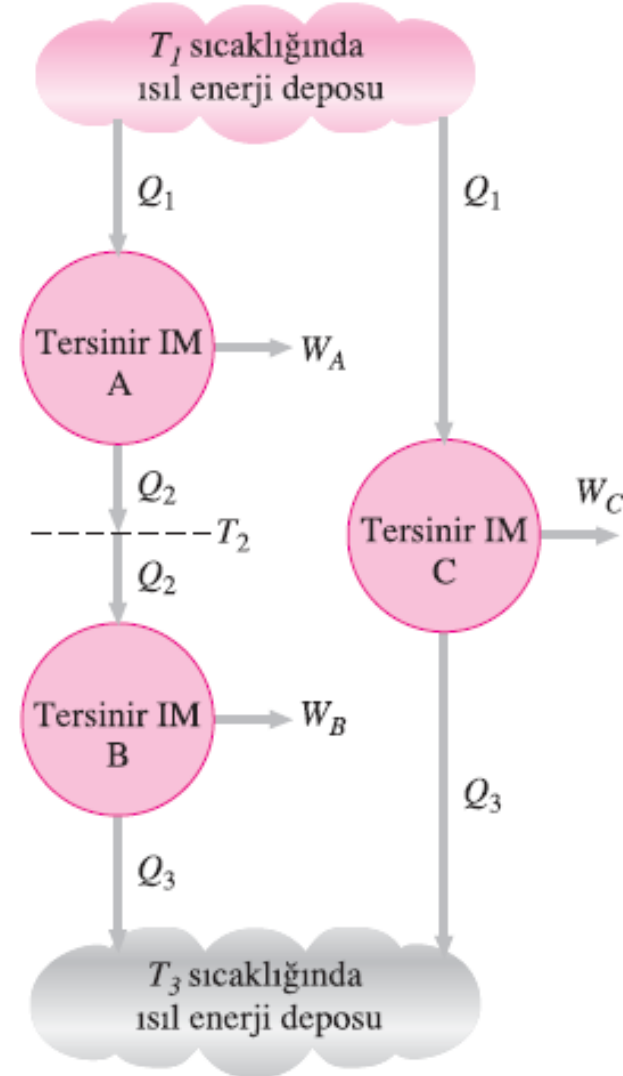
Birinci Carnot ilkesinin kanıtlanması.

TERMODİNAMİK SICAKLIK ÖLÇEĞİ

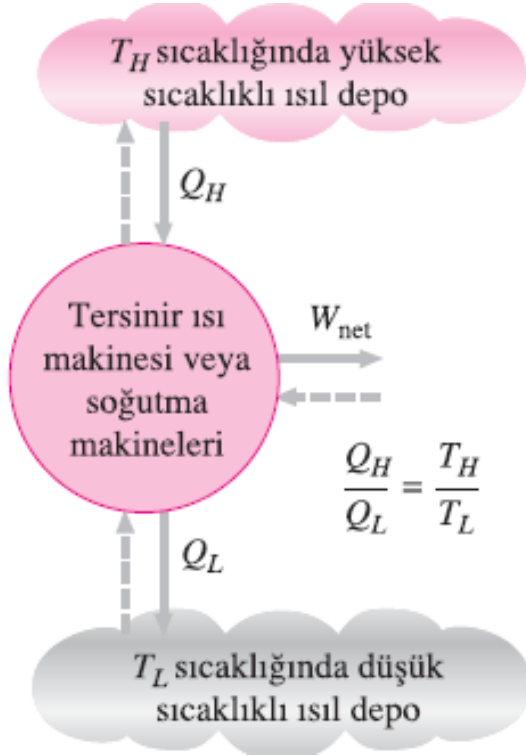


Sıcaklığı ölçmek için kullanılan maddelerin özelliklerinden bağımsız olan sıcaklık ölçeğine **termodinamik sıcaklık ölçeği** adı verilir. Bu tür bir sıcaklık ölçeği, termodinamik hesaplarda büyük kolaylık sağlar.

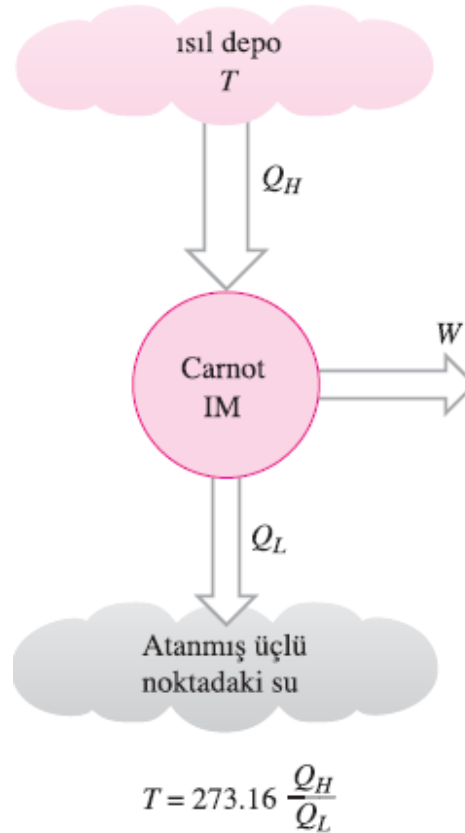
Termodinamik sıcaklık ölçeğini geliştirmek için kullanılan ısı makinelerinin düzeni.



Aynı ısı depolar arasında çalışan tüm tersinir ısı makinelerinin verimi eşittir.



Tersinir çevrimlerde ısı geçişi oranı Q_H/Q_L , mutlak sıcaklık oranı T_H/T_L 'ye eşittir.



Q_H ve Q_L ölçülerek Kelvin ölçeğinde termodinamik sıcaklıkları belirlemeye yönelik kavramsal deney düzeneği.

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L} \right)_{tr} = \frac{T_H}{T_L}$$

Bu sıcaklık ölçeği **Kelvin ölçeği** olarak adlandırılır ve bu ölçeğe göre sıcaklıklara **mutlak sıcaklıklar** denir.

$$T(^{\circ}\text{C}) = T(\text{K}) - 273.15$$

CARNOT ISI MAKİNESİ

$T_H = 1000$ K sıcaklığında
yüksek sıcaklıklı ısıl depo

Q_H

Carnot
IM
 $\eta_{th} = \%70$

$W_{net,çıkan}$

Q_L

$T_L = 300$ K sıcaklığında
düşük sıcaklıklı ısıl depo

Herhangi bir
ısı makinesi

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

Carnot ısı makinesi

$$\eta_{th,tr} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Carnot ısı makinesi,
aynı yüksek
ve düşük
sıcaklıklı ısıl depolar
arasında
çalışan ısı
makinelere
içinde en
yüksek
verime
sahip
olanıdır.

$T_H = 1000$ K sıcaklığında
yüksek sıcaklıklı ısıl depo

Tersinir IM
 $\eta_{th} = \%70$

Tersinmez IM
 $\eta_{th} = \%45$

Olanaksız
IM
 $\eta_{th} = \%80$

$T_L = 300$ K sıcaklığında
düşük sıcaklıklı ısıl depo

Aynı yüksek ve düşük sıcaklıklı ısıl depolar
arasında çalışan ısı makinelerinden hiçbirinin
verimi, tersinir ısı makinesinin veriminden
yüksek olamaz.

$$\eta_{th} \begin{cases} < \eta_{th,tr} & \text{tersinmez ısı makinesi} \\ = \eta_{th,rev} & \text{tersinir ısı makinesi} \\ > \eta_{th,tr} & \text{olanaksız ısı makinesi} \end{cases}$$

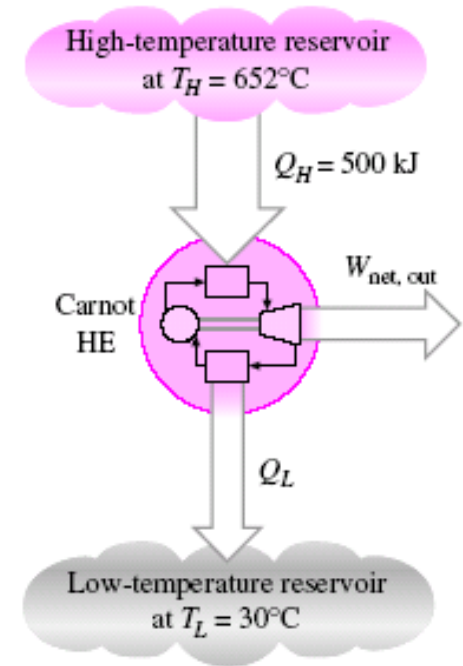
ÖRNEK 6-5: Şekilde gösterilen Carnot ısı makinesi, 652 °C sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposundan 500 kJ enerji almakta ve 30 °C sıcaklıktaki bir ısıl enerji deposuna ısı vermektedir, (a) Carnot makinesinin ısı verimini, (b) Düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna verilen ısıyı hesaplayın.

Çözüm (a) Carnot ısı makinesi tersinir bir makinedir, bu nedenle ısı verimi:

$$\eta_{th, C} = \eta_{th, rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{(30 + 273) \text{ K}}{(652 + 273) \text{ K}} = \mathbf{0.672}$$

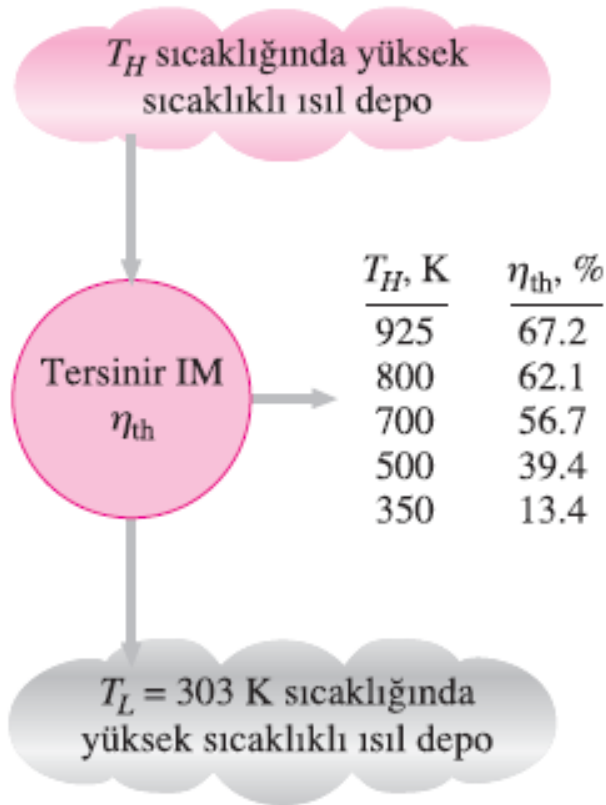
(b) Tersinir bir ısı makinesi tarafından düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna verilen ısı:

$$Q_{L, rev} = \frac{T_L}{T_H} Q_{H, rev} = \frac{(30 + 273) \text{ K}}{(652 + 273) \text{ K}} (500 \text{ kJ}) = \mathbf{164 \text{ kJ}}$$



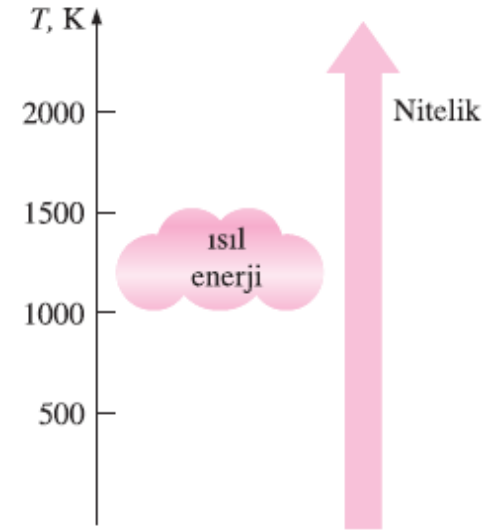
Böylece, incelenen Carnot ısı makinesi her çevrimde aldığı 500 kJ ısıнын 163.8 kJ'lük bölümünü düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna vermektedir.

Enerjinin Niteliği



$$\eta_{th,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Burada sıcaklık için °C birimi kullanabilir miyiz?

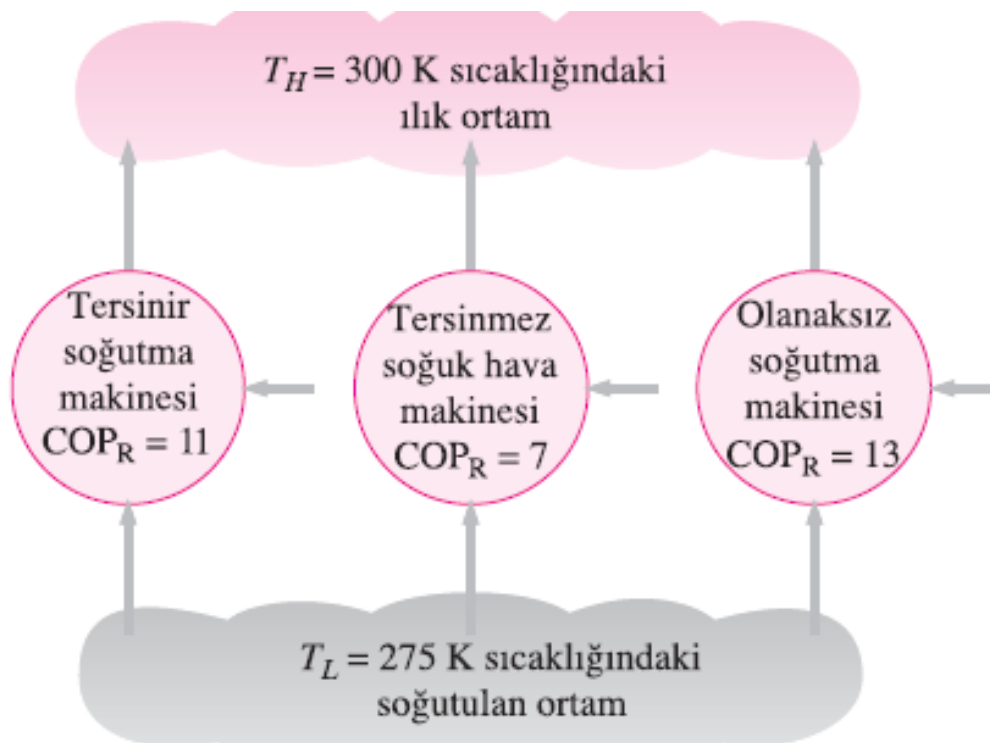


Isıl enerjinin sıcaklığı ne kadar yüksek olursa, niteliği de o kadar yüksek olur.

Kaynak sıcaklığına bağlı olarak ısıнын işe dönüşme oranı.

Carnot ısı makinesinin ısı verimini nasıl arttırabilirsiniz? Gerçek ısı makineleri için ne dersiniz?

CARNOT SOĞUTMA MAKİNESİ VE ISI POMPASI



Hiçbir soğutma makinesi aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tersinir bir soğutma makinesinden daha yüksek bir COP değerine sahip olamaz.

Herhangi bir soğutma makinesi veya ısı pompası

$$\text{COP}_R = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1}$$

$$\text{COP}_{HP} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

Carnot soğutma makinesi veya ısı pompası

$$\text{COP}_{SM, tr} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

$$\text{COP}_{IP, tr} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

Carnot soğutma makinesi veya ısı pompasının COP' sini nasıl arttırabilirsiniz? Gerçek olanları için ne dersiniz?

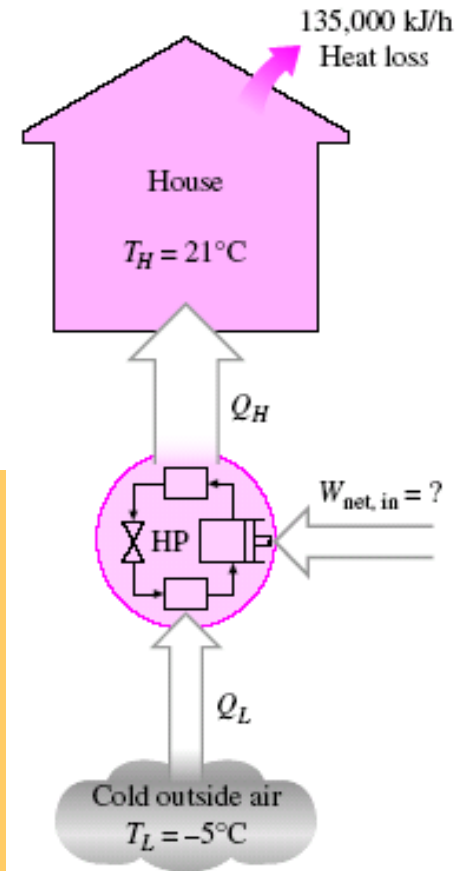
ÖRNEK 6-7: Bir evi ısıtmak için ısı pompası kullanılmaktadır. Evin içi sürekli olarak 21 °C sıcaklıkta tutulmaktadır. Dışarıda sıcaklık -5 °C iken evin ısı kaybı 135000 kJ/h'dir. Verilen koşullarda ısı pompasını çalıştırmak için en az ne kadar güç gerekecektir?

Çözüm : Evin içini istenen sıcaklıkta tutabilmek için, ısı pompası kaybedilen ısı enerji kadar ısı enerjiyi eve sağlamak zorundadır. Başka bir deyişle, ısı pompası eve (yüksek sıcaklıktaki ısı enerji deposuna) $Q_H = 135000 \text{ kJ/h} = 37.5 \text{ kW}$ ısı vermek durumundadır.

$$\text{COP}_{\text{HP, rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (-5 + 273 \text{ K})/(21 + 273 \text{ K})} = 11.3$$

$$\dot{W}_{\text{net, in}} = \frac{Q_H}{\text{COP}_{\text{HP}}} = \frac{37.5 \text{ kW}}{11.3} = 3.32 \text{ kW}$$

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 ısı enerjinin bir soğutma çevrimiyle eve aktarılması sadece 3.32 kW güç gerektirmektedir.



ÖZET

- Birinci yasaya giriş
- Isıl enerji depoları
- Isı makineleri
 - Isıl verim
 - İkinci kanun: Kelvin-Planck ifadesi
- Soğutma makineleri ve ısı pompaları
 - Etkinlik Katsayısı (COP)
 - İkinci kanun: Clausius ifadesi
- Devridaim makineleri
- Tersinir ve tersinmez hal değişimleri
 - Tersinmezlikler, İçten ve Dıştan tersinir hal değişimleri
- Carnot çevrimi
 - Ters Carnot çevrimi
- Carnot ilkeleri
- Termodinamik sıcaklık ölçeği
- Carnot ısı makineleri
 - Enerjinin niteliği
- Carnot soğutma makinesi ve ısı pompası

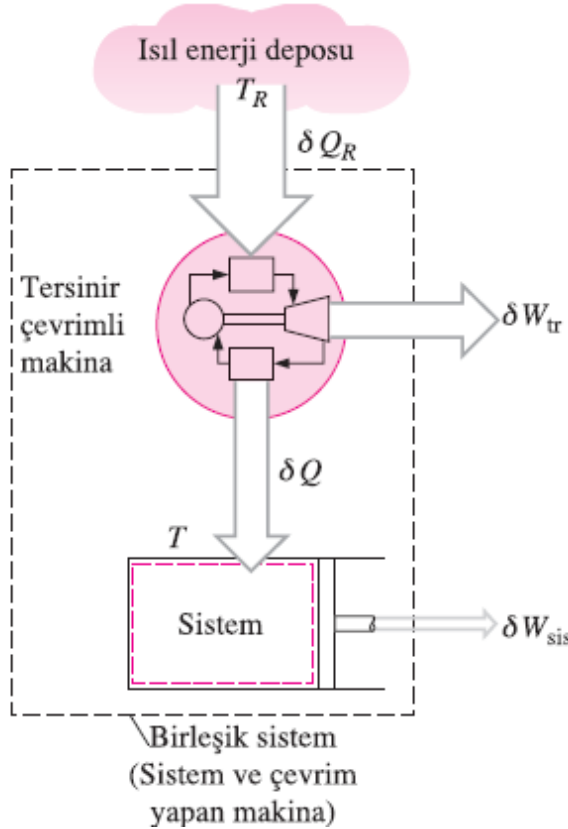
Bölüm 7

ENTROPİ

Amaçlar

- Termodinamiğin ikinci kanununu hal değişimlerine uygulamak.
- İkinci yasa verimini ölçmek için entropi olarak adlandırılan özelliği tanımlamak.
- Entropinin artış ilkesinin ne olduğunu açıklamak.
- Saf, sıkıştırılamaz maddeler ve mükemmel gazlar için söz konusu olan hal değişimleri sırasında ortaya çıkan entropi değişimlerini hesaplamak.
- İzantropik hal değişimleri olarak isimlendirilen hal değişimlerini incelemek
- Tersinir sürekli akış iş bağıntılarını elde etmek.
- Sürekli akışlı sistemler üzerinde izantropik verimlilikleri geliştirmek.
- Entropi dengesini çeşitli sistemlere tanıtmak ve uygulamak.

ENTROPİ



Sistem Clausius eşitsizliğinin geliştirilmesinde hesaba katılır.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad \delta W_B = \delta Q_R - dE_B \quad \frac{\delta Q_R}{T_R} = \frac{\delta Q}{T}$$

$$\delta W_B = T_R \frac{\delta Q}{T} - dE_B$$

$$W_B = T_R \oint \frac{\delta Q}{T}$$

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

Clausius eşitsizliği

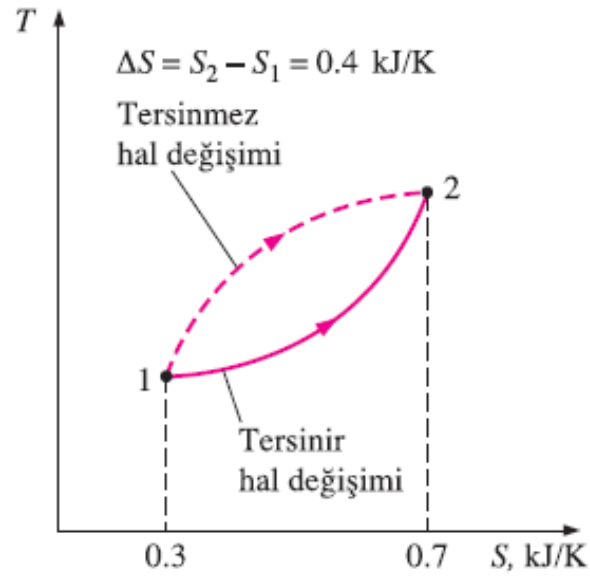
$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{içten\ tr} = 0$$

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{içten\ tr} \quad (\text{kJ/K})$$

Entropinin resmi tanımı

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{içten\ tr}$$

Clausius eşitsizliğindeki eşit olma durumu tümten veya içten tersinir çevrimler için, eşitsizlik durumu da tersinmez çevrimler için geçerlidir.

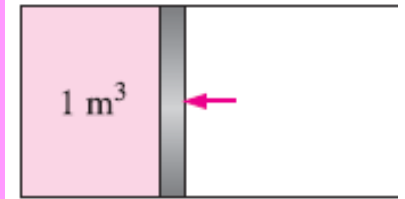
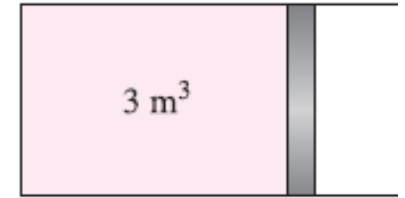
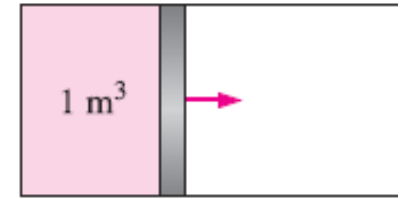


Entropi değişimi, belirli iki durum arasında hal değişimi tersinir yada tersinmez olsun aynıdır.

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{içten tr} = 0$$

Entropi, sistemin yaygın bir özeliğidir.

Hacmin (bir özeliğin), çevrim sırasındaki net değişimi daima sıfırdır



$$\oint dV = \Delta V_{\text{çevrim}} = 0$$

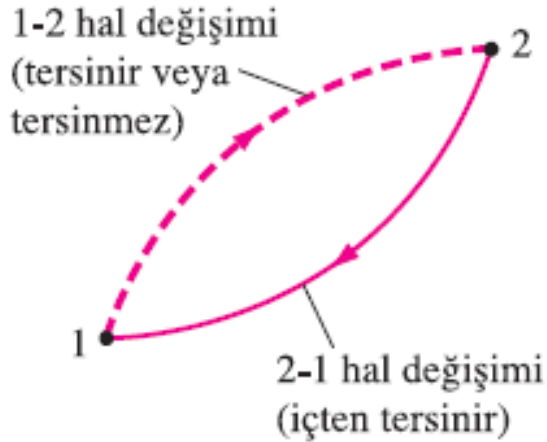
Özel Bir Durum: İzotermal İçten Tersinir Isı Geçişi için Hal Değişimleri

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{içten tr} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T_0} \right)_{içten tr} = \frac{1}{T_0} \int_1^2 (\delta Q)_{içten tr} \quad \Delta S = \frac{Q}{T_0}$$

Bu eşitlik, özellikle ısı enerji depolarının entropi değişimlerini belirlemek için yararlıdır.

Çevrim üzerinde, integrali sıfır olan bir büyüklük yer almaktadır (hacim gibi bir özellik)

ENTROPİNİN ARTIŞI İLKESİ



$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_1 - S_2 \leq 0$$

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T}$$

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{içten tr}} \leq 0$$

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$$

Eşitlik, içten tersinir hal değişimleri, **eşitsizlik ise** tersinmez hal değişimleri için geçerlidir.

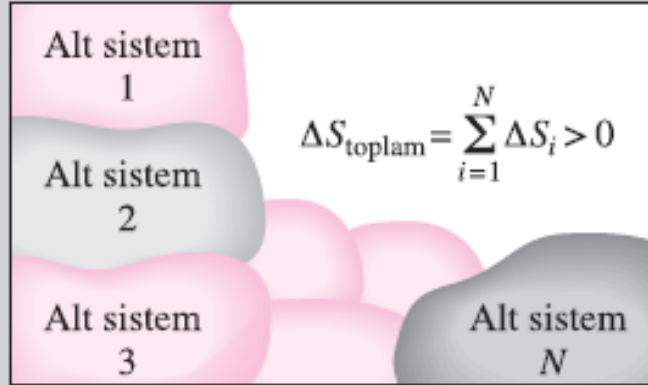
Bir çevrim, tersinir yada tersinmez bir hal değişiminden ibarettir.

$$\Delta S_{\text{sis}} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{\text{üretim}}$$

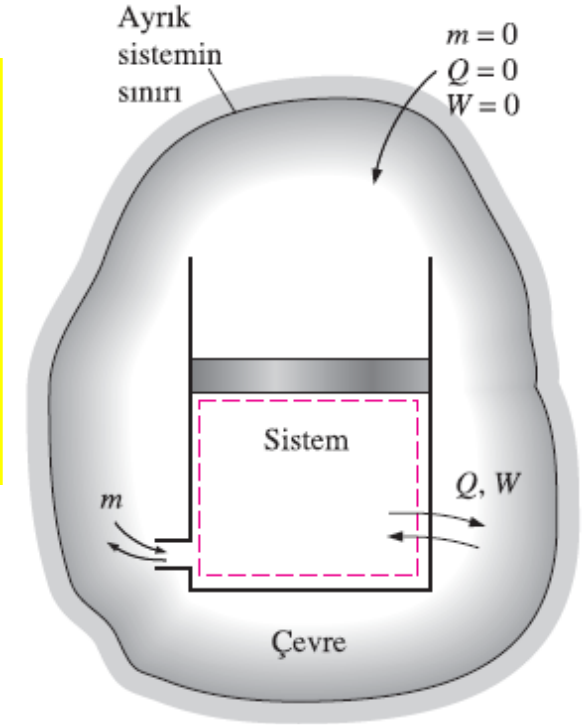
Tersinmez bir hal değişimi, sırasında bir miktar entropi üretilir veya var edilir, **entropi üretimi** tümüyle tersinmezlikler ile ilgilidir.

Entropi üretimi $S_{\text{üretim}}$ ifadesi her zaman **sıfır** veya **pozitif** bir değerdir. Bir sistemin entropisi bir hal değişimi sırasında azalabilir mi?

(Ayrık)



Ayrık bir sistemin entropi değişimi, onun bileşenlerinin entropi değişimlerinin toplamıdır ve asla sıfırdan daha az olamaz.



$$\Delta S_{\text{ayrık}} \geq 0$$

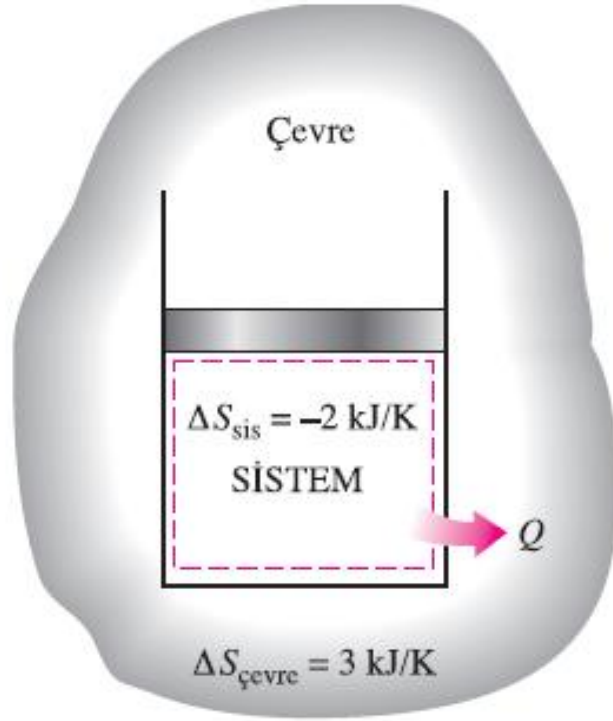
$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplamlam}} = \Delta S_{\text{sis}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0$$

$$S_{\text{üretim}} \begin{cases} > 0 & \text{Tersinmez hal değişimi} \\ = 0 & \text{Tersinir hal değişimi} \\ < 0 & \text{Gerçekleşmesi olanaksız hal değişimi} \end{cases}$$

Bir sistem ve onun çevresindekiler ayrık bir sistemi oluşturur.

Entropinin artışı ilkesi

Entropi Üzerine Bazı Yorumlar



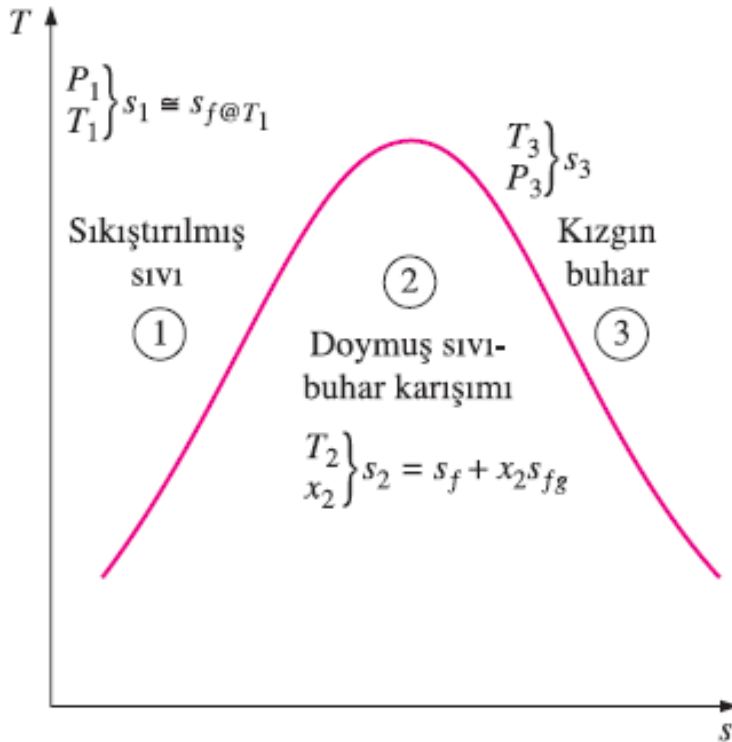
$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sis}} + \Delta S_{\text{çevre}} = 1 \text{ kJ/K}$$

Bir sistemin entropi değişimi, negatif olabilir ama entropi üretimi negatif olamaz.

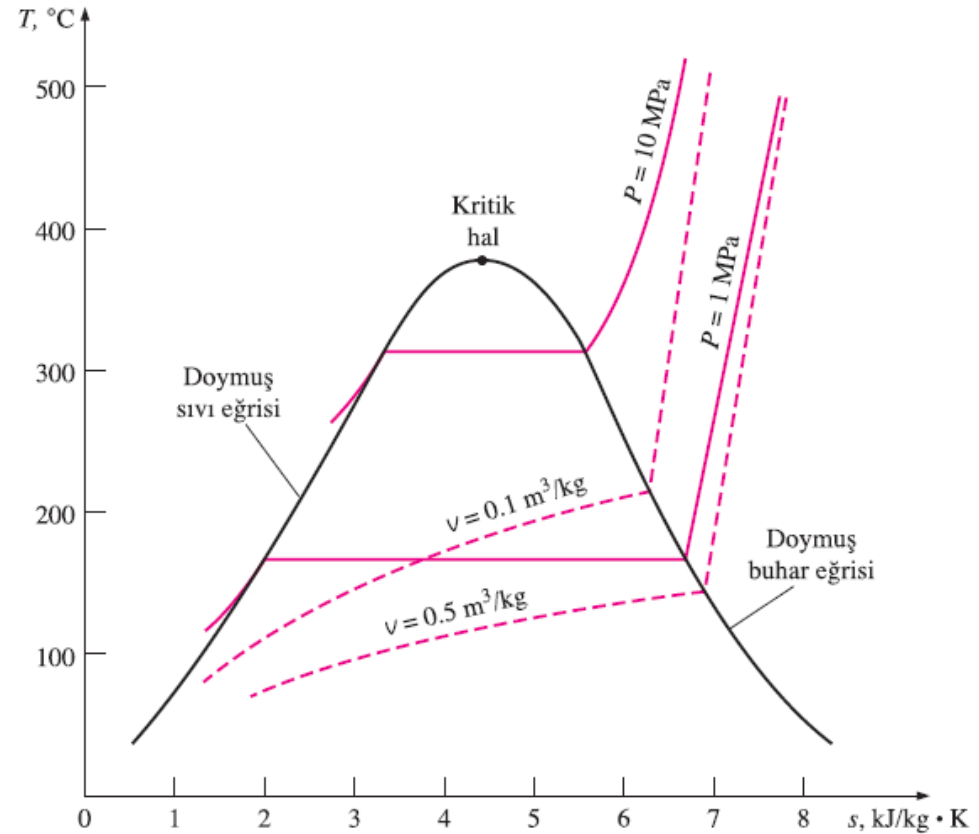
1. Hal değişimleri *herhangi bir* yönde değil, sadece *belirli bir* yönde gerçekleşebilir. Hal değişimi, entropinin artışı ilkesi ile uyumlu yönde ilerlemek zorundadır. Yani hal değişimi sırasında $S_{\text{üretim}} \geq 0$ olmalıdır. Bu ilkeyi sağlamayan bir hal değişimi gerçekleşemez.
2. Entropi *korunumu* söz konusu değildir, bu nedenle *entropinin korunumu ilkesi* diye bir kavram yoktur. Entropi, sadece ideal bir durum olan tersinir hal değişimleri sırasında korunur ve gerçek bütün hal değişimleri sırasında artar.
3. Tersinmezliklerin varlığı mühendislik sistemlerinin verimlerini azaltır ve *entropi üretimi* hal değişimi sırasında görülen tersinmezliklerin bir ölçüsüdür. Aynı zamanda, mühendislik sistemlerinin verimlerini saptamak için bir kriter olarak da kullanılır.

SAF MADDELERİN ENTROPİ DEĞİŞİMİ

Entropi bir özelliktir ve bu nedenle bir sistemin entropisinin değeri, sistemin durumu sabit olduğunda sabittir.



**Saf maddelerin entropileri, tablolar-
dan belirlenir (diğer özellikleri gibi).**



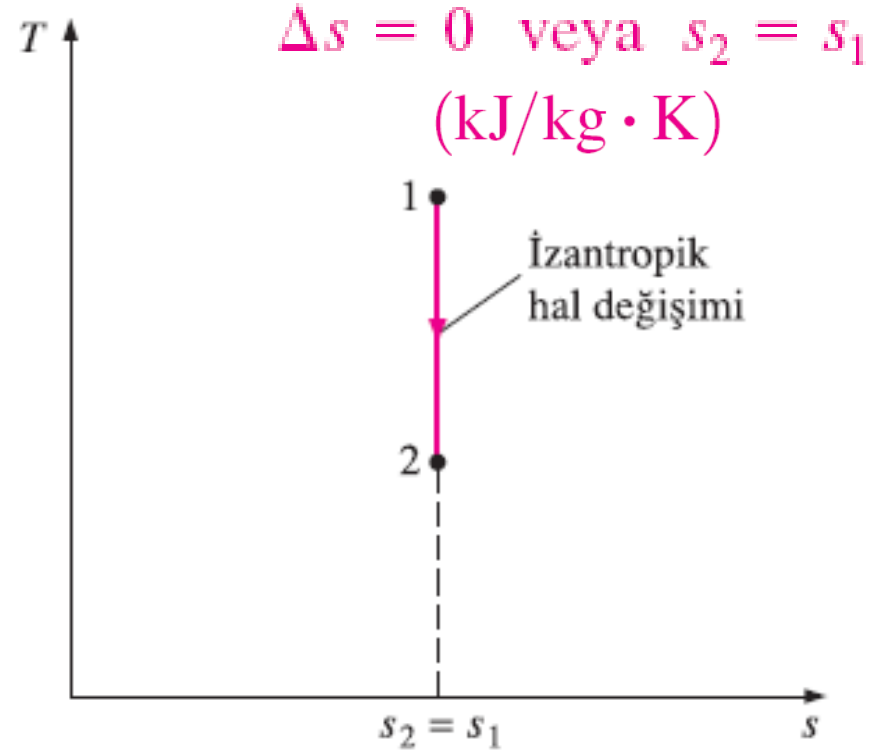
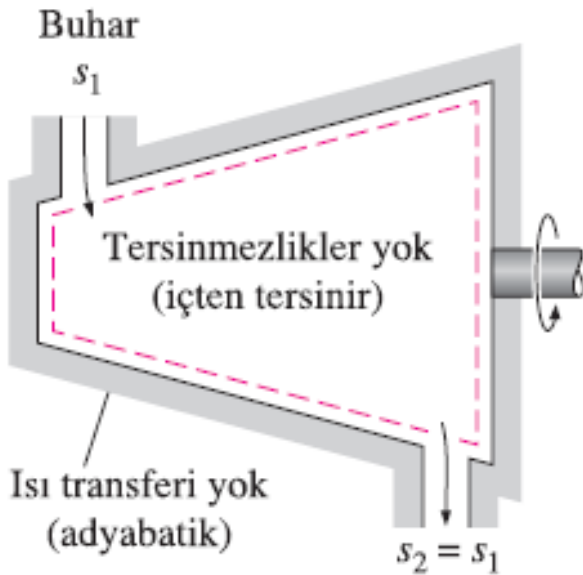
Su için T-s diyagramının şekli

Entropi değışimi

$$\Delta S = m \Delta s = m(s_2 - s_1) \quad (\text{kJ/K})$$

İZANTROPİK HAL DEĞİŞİMLERİ

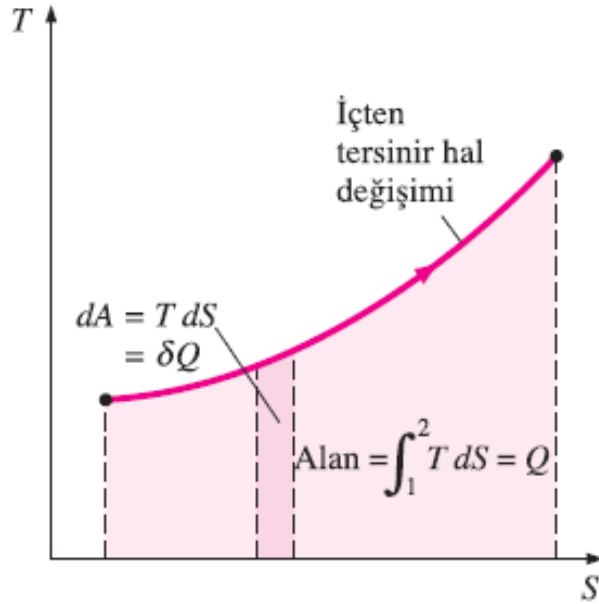
Bir hal değişimi sırasında **entropi sabit kalıyorsa**, bu hal değişimine **izantropik hal değişimi** olarak isim verilir.



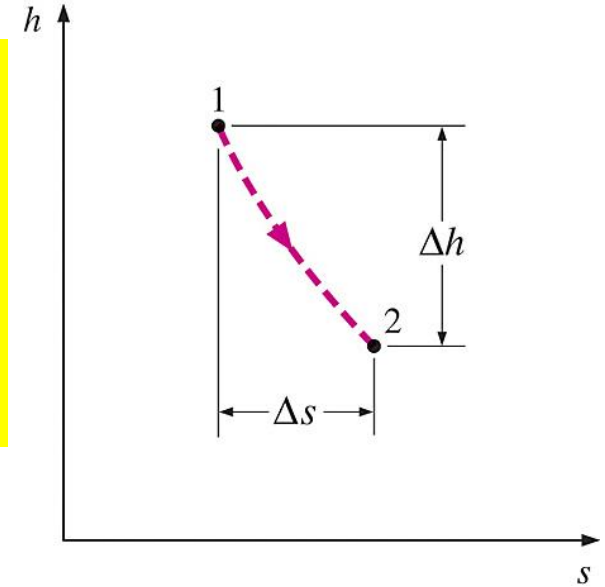
İçten tersinir ve adyabatik (izantropik) bir hal değişimi sırasında entropi sabit kalır.

T-s diyagramında izantropik hal değişimi, dikey bir doğru gibi görünür.

ENTROPİ İÇEREN ÖZELİK DİYAGRAMLARI



T-S diyagramında, hal değişimi eğrisi altında kalan alan içten tersinir hal değişimleri için ısı geçişini gösterir.

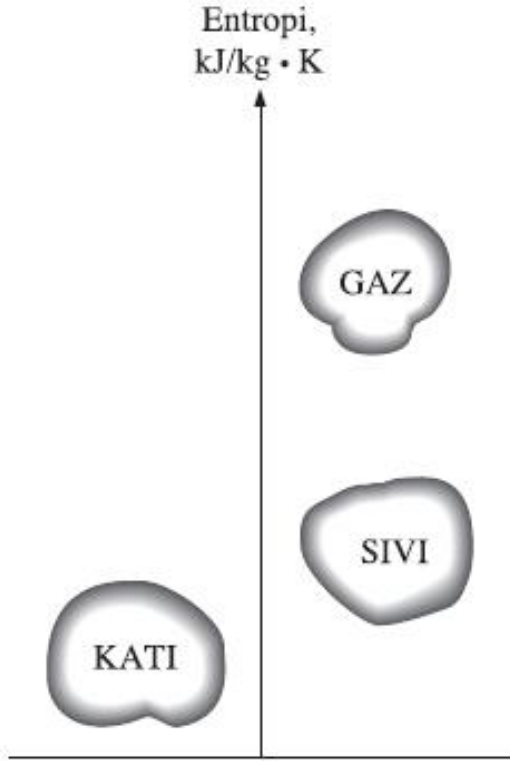


Mollier diyagramı: h - s diyagramı

$$\begin{array}{l|l} \delta q_{\text{içten tr}} = T ds & \delta Q_{\text{içten tr}} = T dS \\ q_{\text{içten tr}} = \int_1^2 T ds & Q_{\text{içten tr}} = \int_1^2 T dS \\ q_{\text{içten tr}} = T_0 \Delta s & Q_{\text{içten tr}} = T_0 \Delta s \end{array}$$

Sürekli akışlı adyabatik sistemler için, h - s diyagramında dikey uzunluk Δh için bir ölçüsüdür ve yatay uzunluk Δs tersinmezliklerin bir ölçüsüdür.

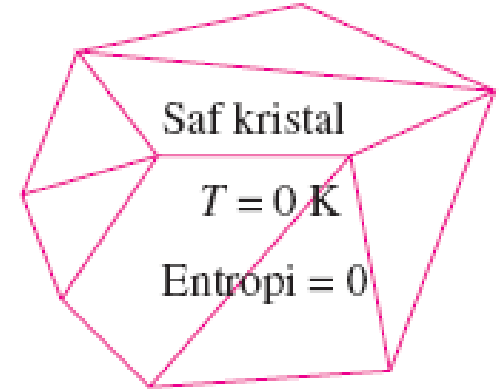
ENTROPİ NEDİR?



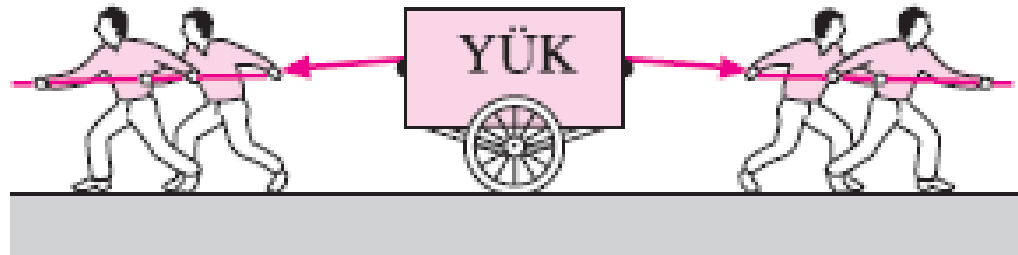
Boltzmann
bağıntısı

$$S = k \ln p$$

$$k = 1.3806 \times 10^{-23} \text{ J/K}$$

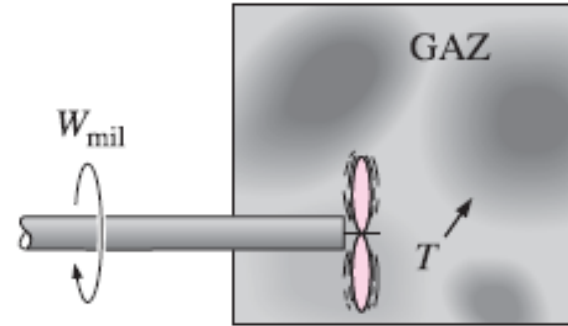
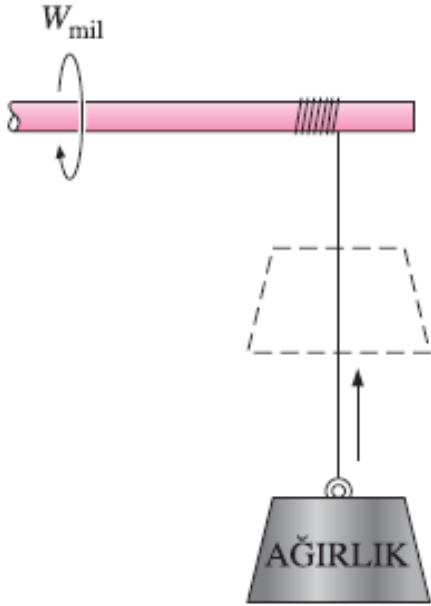


Sıfır mutlak sıcaklıkta **saf kristal madde** mükemmel düzendedir ve entropisi sıfırdır. (termodinamiğin üçüncü yasası)



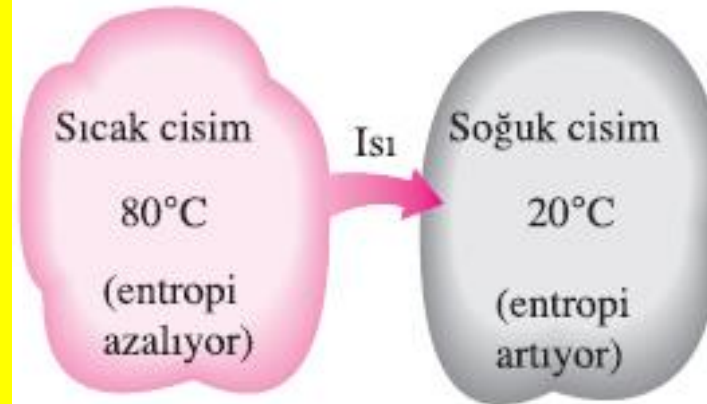
Bir maddenin moleküler düzensizliğinin (**entropi**) seviyesi, madde erirken yada buharlaşırken artar.

Düzensiz enerji, ne kadar büyük olursa olsun, çok yararlı bir etki yaratamaz.



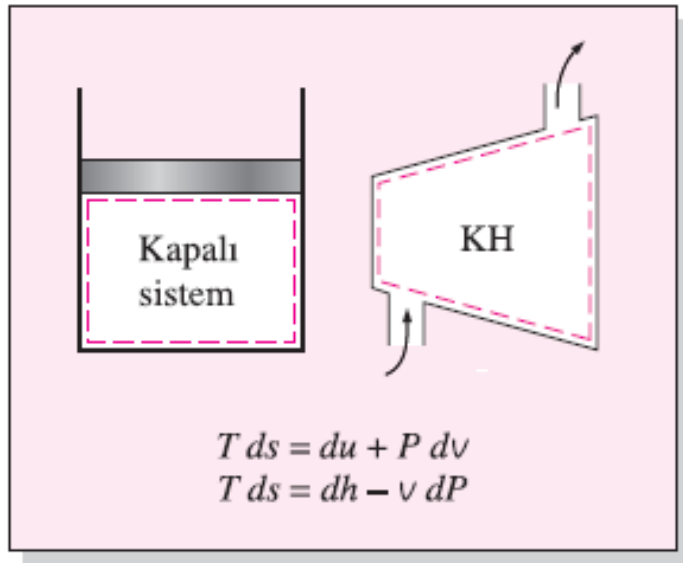
Bir gazda yapılan dönen pervane işi, gazın düzensizlik seviyesini (**entropi**) artırır, ve böylece enerji bu hal değişimi sırasında azalır.

Sürtünmenin yokluğunda dönen bir mil tarafından bir ağırlığın kaldırılması, herhangi bir **düzensizlik (entropi)** yaratmaz, ve böylece enerji bu hal değişimi sırasında azalmaz.



Isı transferi, sırasında net entropi **artar.**(soğuk yüzeyin entropi artışı sıcak yüzeyin entropi azalmasından daha fazladır.)

T ds BAĞINTILARI



T ds bağıntıları hem tersinir hemde tersinmez işlemler için ve hem kapalı hemde açık sistemler için geçerlidir.

$$\delta Q_{\text{içten tr}} - \delta W_{\text{içten tr, ç}} = dU$$

$$\delta Q_{\text{içten tr}} = T dS$$

$$\delta W_{\text{içten tr, ç}} = P dV$$

$$T dS = dU + P dV \quad (\text{kJ})$$

$$T ds = du + P dv \quad (\text{kJ/kg})$$

Birinci T ds denklemi veya Gibbs denklemi

$$h = u + Pv$$

$$\left. \begin{aligned} dh &= du + P dv + v dP \\ T ds &= du + P dv \end{aligned} \right\} T ds = dh - v dP$$

İkinci T ds denklemi

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P dv}{T}$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v dP}{T}$$

Diğer özellik terimlerinde entropideki diferansiyel değişimler

SIVI VE KATILARIN ENTROPİ DEĞİŞİMİ

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P dv}{T}$$

sıvı ve katılar için $dv \cong 0$ olduğundan

$$ds = \frac{du}{T} = \frac{c dT}{T}$$

$$c_p = c_v = c \text{ ve } du = c dT$$

$$\text{Sıvılar, katılar:} \quad s_2 - s_1 = \int_1^2 c(T) \frac{dT}{T} \cong c_{\text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1}$$

Sıvı ve katılar, yaklaşık olarak **sıkıştırılmaz madde** kabul edilebilirler. Çünkü sıvı ve katıların özgül hacimleri, bir hal değişimi sırasında neredeyse **sabit kalmaktadır**.

Sıkıştırılmaz bir maddenin izantropik hal değişimi için;

$$\text{İzantropik:} \quad s_2 - s_1 = c_{\text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} = 0 \quad \rightarrow \quad T_2 = T_1$$

MÜKEMMEL GAZLARIN ENTROPİ DEĞİŞİMİ

Birinci $T ds$ bağıntısından

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P dv}{T} \quad \begin{aligned} du &= c_v dT \\ P &= RT/v \end{aligned}$$

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v(T) \frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

İkinci $T ds$ bağıntısından

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v dP}{T}$$

$$dh = c_p dT \quad v = RT/P$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

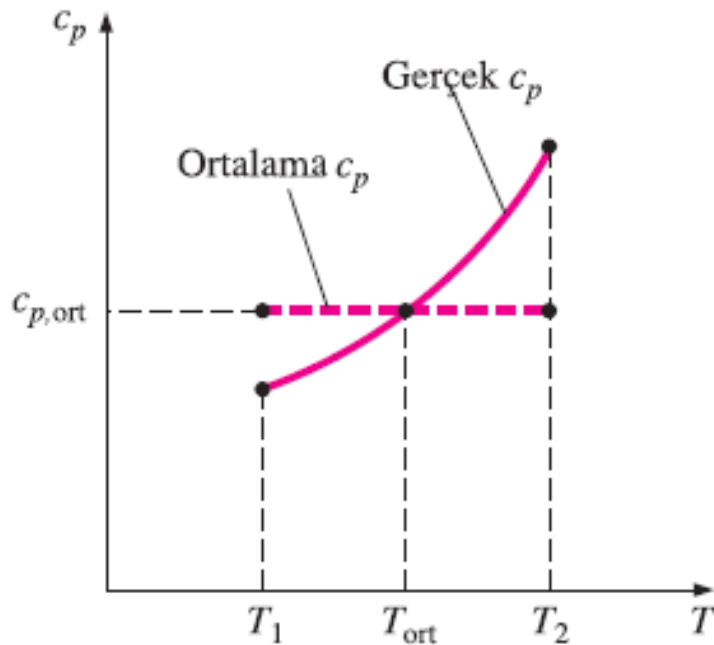
$$\begin{aligned} P v &= RT \\ du &= C_v dT \\ dh &= C_p dT \end{aligned}$$

Mükemmel Gazlar, yandaki eşitlikleri sağlarlar.

Sabit Özgöl Isılar (Yaklaşık Çözüm)

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v(T) \frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \rightarrow s_2 - s_1 = c_{v, \text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \rightarrow s_2 - s_1 = c_{p, \text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$



İdeal gazın birim molu için entropi değişimleri

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{v, \text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R_u \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{p, \text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_u \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Sabit özgöl ısılar varsayımı altında,
özgül ısıların bazı ortalama değerlerde
sabit olduğu varsayılır.

Değişken Özgül Isılar (Tam Çözüm)

Mutlak sıfır sıcaklığı referans noktası olarak seçeriz ve s° fonksiyonu tanımlarız :

$$s^\circ = \int_0^T c_p(T) \frac{dT}{T}$$

$$\int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} = s_2^\circ - s_1^\circ$$

İdeal bir gazın entropisi, hem T hemde P 'ye bağlıdır. s° Sadece sıcaklığın fonksiyonudur (entropi yalnızca sıcaklığın değişimine bağlıdır).

T, K	$s^\circ, \text{kJ/kg} \cdot K$
...	...
...	...
...	...
300	1.70203
310	1.73498
320	1.76690
...	...
...	...
...	...
(Table A-17)	

Birim kütle temelinde

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{kJ/kg} \cdot K)$$

Birim mol temelinde

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{s}_2^\circ - \bar{s}_1^\circ - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{kJ/kmol} \cdot K)$$

Mükemmel Gazların İzantropik Hal Değişimleri

Sabit Özgül Isılar (Yaklaşık Çözüm)

$$s_2 - s_1 = c_{v, \text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

Denklemini sıfıra eşitleyerek, elde ederiz

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = -\frac{R}{c_v} \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{R/c_v}$$

$$R = c_p - c_v, k = c_p/c_v$$

$$R/c_v = k - 1$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{sabit}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}$$

*Mükemmel gaz
*İzantropik hal değişimi
*Sabit özgül ısılar

İÇİN
GEÇERLİDİR

İdeal gazın izantropik bağıntıları yalnızca ideal gazların hal değişimleri için geçerlidir.

$$TV^{k-1} = \text{constant}$$

$$TP^{(1-k)/k} = \text{constant}$$

$$PV^k = \text{constant}$$

Mükemmel Gazların İzantropik Hal Değişimleri

Değişken Özgül Isılar (Tam Çözüm)

$$0 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \longrightarrow s_2^\circ = s_1^\circ + R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Bağıl Basınç ve Bağıl Özgül Hacim

$$\frac{P_2}{P_1} = \exp \frac{s_2^\circ - s_1^\circ}{R}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\exp(s_2^\circ / R)}{\exp(s_1^\circ / R)}$$

$\exp(s^\circ/R)$ bağıl basınç P_r 'dir.

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{s=\text{const.}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}}$$

$$\frac{P_1 v_1}{T_1} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \longrightarrow \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} \frac{P_1}{P_2} = \frac{T_2}{T_1} \frac{P_{r1}}{P_{r2}} = \frac{T_2/P_{r2}}{T_1/P_{r1}}$$

$$\left(\frac{v_2}{v_1} \right)_{s=\text{sabit}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}}$$

$\frac{T}{P_r}$ Bağıl Özgül Hacim v_r 'dir.

P_r verisinin izantropik bir hal değişimi sırasında son sıcaklığın hesaplanması için kullanılması

v_r verisinin izantropik bir hal değişimi sırasında son sıcaklığın hesaplanması için kullanılması

Hal değişimi: izantropik

Verilenler: P_1, T_1 ve P_2

Bulunan: T_2

T	P_r
T_1	P_{r1}
T_2	$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1}$

Hal değişimi: izantropik

Verilenler: v_1, T_1 ve v_2

Bulunan: T_2

T	v_r
T_1	v_{r1}
T_2	$v_{r2} = \frac{v_2}{v_1} v_{r1}$

TERSİNİR SÜREKLİ AKIŞ İŞİ

$$\delta q_{tr} - \delta w_{tr} = dh + dke + dpe$$

$$\left. \begin{array}{l} \delta q_{tr} = T ds \quad (\text{Denk 7-16}) \\ T ds = dh - v dP \quad (\text{Denk 7-24}) \end{array} \right\} \delta q_{tr} = dh - v dP$$

$$-\delta w_{rev} = v dP + dke + dpe$$

$$w_{tr} = - \int_1^2 v dP - \Delta ke - \Delta pe$$

$$w_{tr} = - \int_1^2 v dP$$

Kinetik ve potansiyel enerjiler önemsiz olduğunda

$$w_{tr, g} = \int_1^2 v dP + \Delta ke + \Delta pe$$

$$w_{tr} = -v(P_2 - P_1) - \Delta ke - \Delta pe$$

Bir sıvının bir borudaki sürekli akışı gibi, iş etkileşiminin olmadığı bir sistemde, iş terimi sıfırdır (Bernoulli eşitliği):

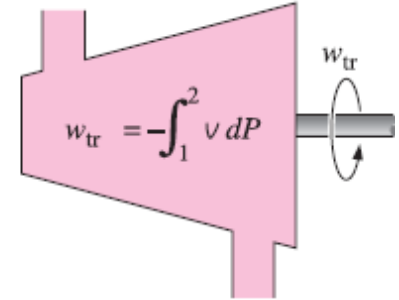
$$v(P_2 - P_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0$$

$$w = - \int_1^2 v dP$$

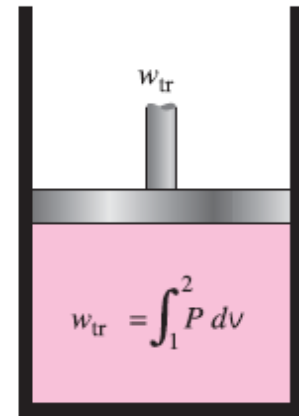
$$W = - \int_1^2 V dP$$

$$W = - \int_1^2 V dP$$

Daha geniş özgül hacim, sürekli akışlı bir sistem tarafından daha büyük iş üretir(yada tüketir).



(a) Sürekli akışlı sistem



(b) Kapalı sistem

Sürekli akışlı ve kapalı sistemler için tersinir iş bağıntısı

Sürekli Akışlı Düzeneklerde En Uygun İş Etkileşiminin Tersinir Bir Hal Değişimi Sırasında Gerçekleştiğinin Kanıtlanması

Isı girişi ve iş çıkışı pozitif alındığında:

Gerçek: $\delta q_{\text{gerçek}} - \delta w_{\text{gerçek}} = dh + dke + dpe$

Tersinir: $\delta q_{\text{tr}} - \delta w_{\text{tr}} = dh + dke + dpe$

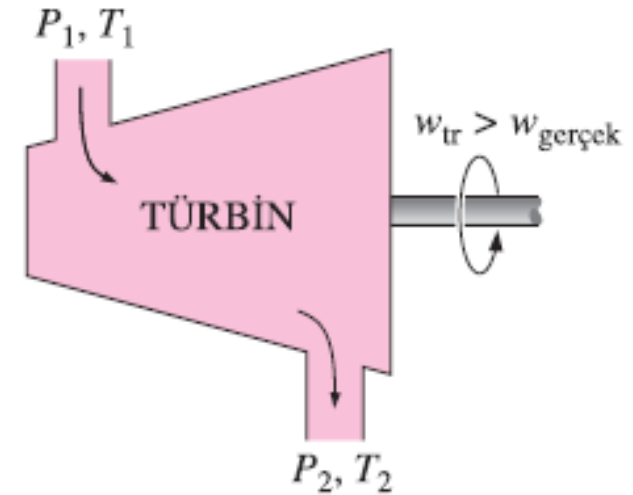
$$\delta q_{\text{gerçek}} - \delta w_{\text{gerçek}} = \delta q_{\text{tr}} - \delta w_{\text{tr}}$$

$$\delta w_{\text{tr}} - \delta w_{\text{gerçek}} = \delta q_{\text{tr}} - \delta q_{\text{gerçek}}$$

$$\delta q_{\text{tr}} = T ds$$

$$\frac{\delta w_{\text{tr}} - \delta w_{\text{gerçek}}}{T} = ds - \frac{\delta q_{\text{gerçek}}}{T} \geq 0 \quad ds \geq \frac{\delta q_{\text{gerçek}}}{T}$$

$$\delta w_{\text{tr}} \geq \delta w_{\text{gerçek}}$$



Tersinir bir türbin, tersinmez olandan her ikiside aynı son durum arasındalarsa daha fazla iş verir.

Böylece, türbin gibi iş yapan makinalarda hal değişimleri tersinir olduğu zaman daha çok iş yapılır, pompa veya kompresör gibi iş gerektiren makinalarda hal değişimleri tersinir olduğu zaman daha az iş gerekir.

KOMPRESÖR İŞİNİN EN AZA İNDİRİLMESİ

$$w_{tr, g} = \int_1^2 v \, dP$$

Kinetik ve potansiyel enerjiler önemsiz olduğunda

İzantropik ($Pv^k = \text{sabit}$):

$$w_{komp, g} = \frac{kR(T_2 - T_1)}{k - 1} = \frac{kRT_1}{k - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

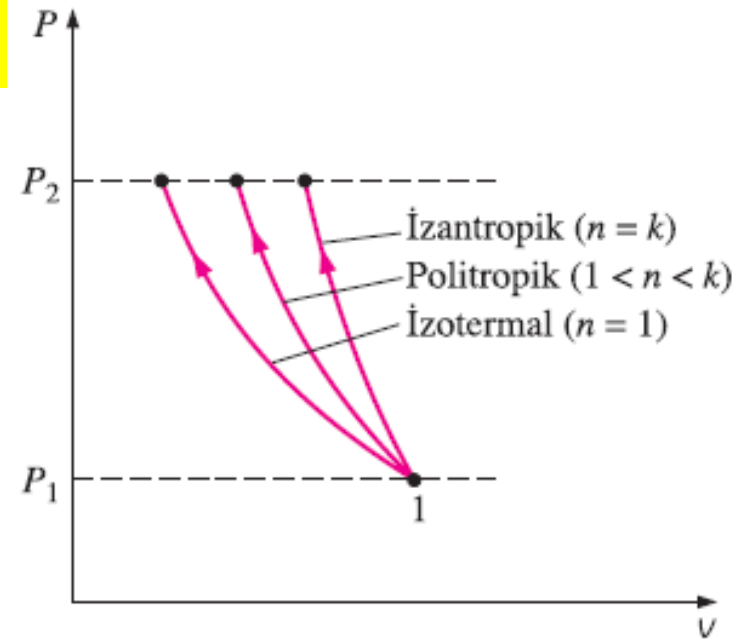
Politropik ($Pv^n = \text{sabit}$):

$$w_{komp, g} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n - 1} = \frac{nRT_1}{n - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

İzotermal ($Pv = \text{sabit}$):

$$w_{komp, g} = RT \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Adyabatik sıkıştırma ($Pv^k = \text{sabit}$) en fazla işi gerektirir ve izotermal sıkıştırma ($T = \text{sabit}$) ise en azı gerektirir. **Neden?**

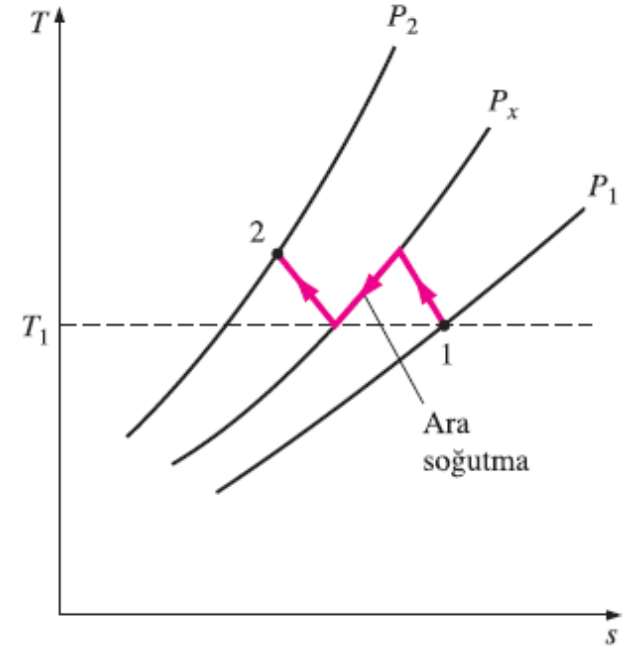
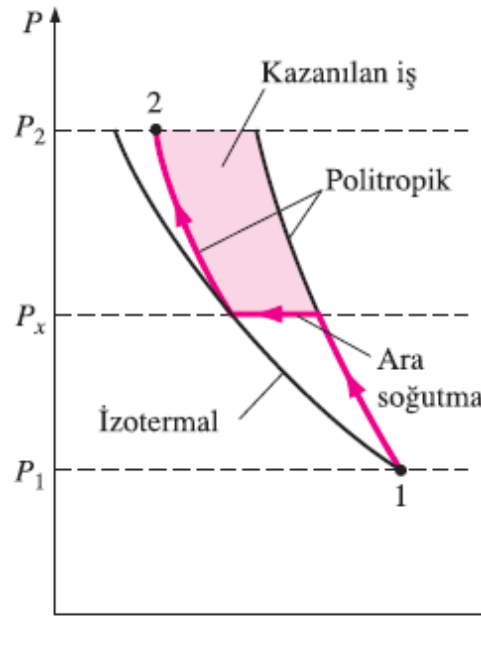


Aynı basınç limitleri arasında izantropik, politropik ve izotermal kompresyon işinin P - v diyagramı

Ara Soğutmalı Kademeli Sıkıştırma

Gaz birkaç kademede sıkıştırılır ve kademelerin arasında **ara soğutucu** adı verilen bir ısı değiştiricisinden geçirilerek soğutulur.

İki kademeli sürekli akışlı bir kompresyon için P - v ve T - s diyagramları.



$$W_{\text{komp. g}} = W_{\text{komp. I, g}} + W_{\text{komp. II, g}}$$

$$= \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] + \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_x} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

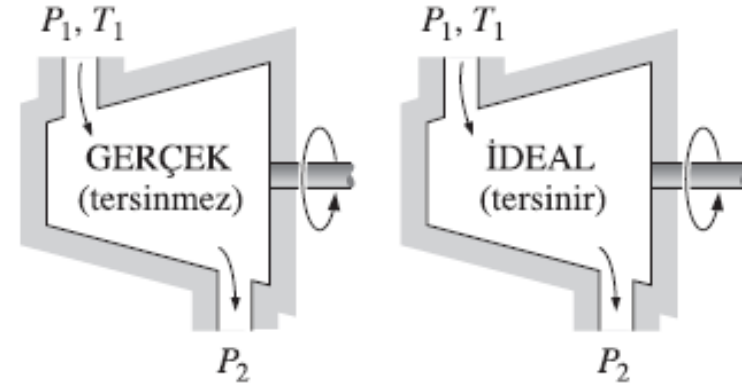
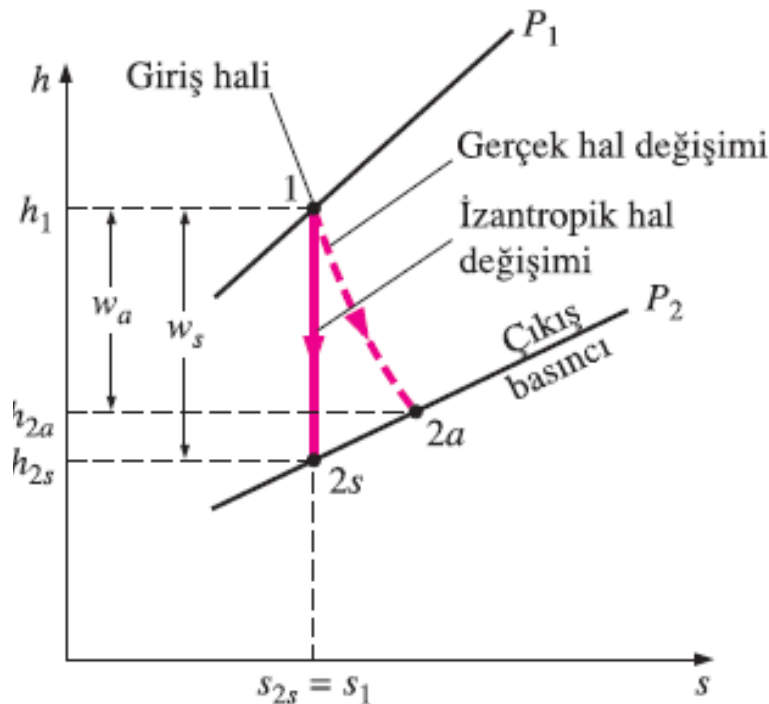
$$P_x = (P_1 P_2)^{1/2} \text{ veya } \frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x}$$

İki kademeli kompresyon sırasında en az iş için, her iki kademelin basınç oranlarının eşit olması gerekmektedir.

SÜREKLİ AKIŞLI DÜZENEKLERİN İZANTROPİK VERİMLERİ

İzantropik işlemler tersinmezlik gerektirmez ve **adyabatik düzenekler** için ideal model vazifesini görürler.

Türbinin izantropik verimi



$$\eta_T = \frac{\text{Gerçek türbin işi}}{\text{İzantropik türbin işi}} = \frac{w_a}{w_s}$$

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

Adyabatik bir türbinin izantropik ve gerçek hal değişimi için h - s diyagramı.

Kompresörler ve Pompaların İzantropik Verimleri

$$\eta_K = \frac{\text{İzantropik kompresör işi}}{\text{Gerçek kompresör işi}} = \frac{w_s}{w_a}$$

$$\eta_K \equiv \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

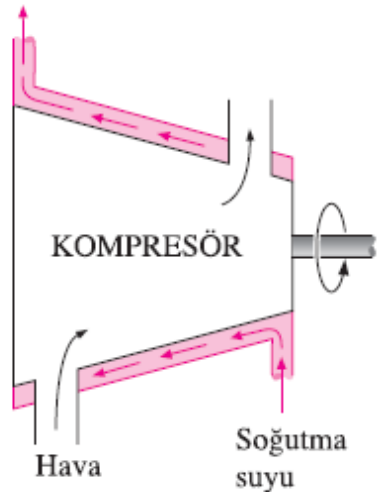
Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal ise;

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_{2a} - h_1}$$

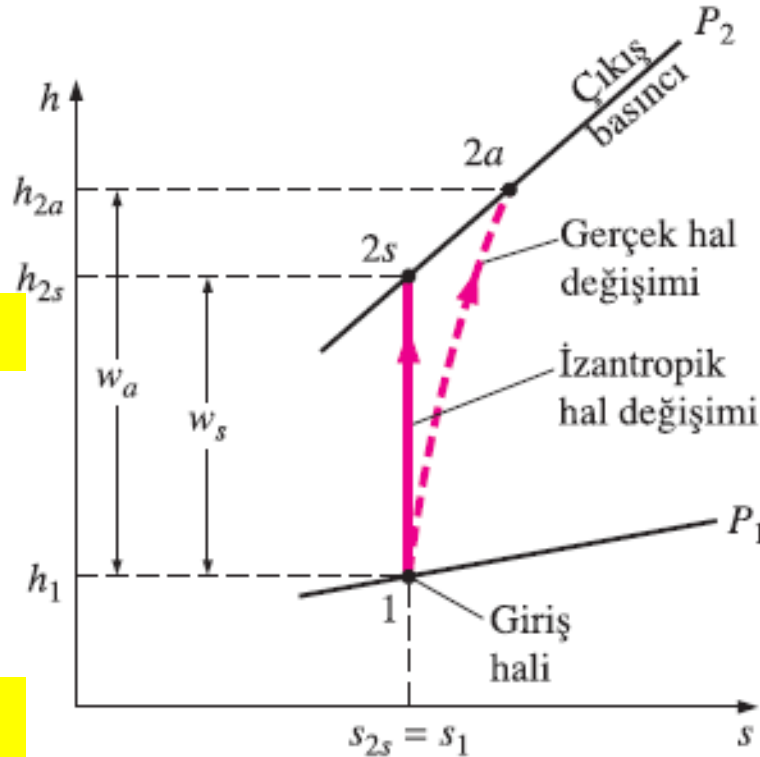
Pompa için

$$\eta_K = \frac{w_t}{w_a}$$

İzotermal verim



Kompresörler iş girdisini en aza indirmek için bazen isteyerek soğutulurlar.



Adyabatik bir kompresörün izantropik ve gerçek hal değişimi için h-s diyagramı.

Adyabatik olmayan bir kompresör için izantropik verimi kullanabilir misiniz?

Adyabatik bir kompresör için izotermal verimi kullanabilir misiniz?

Lülelerin İzantropik Verimi

$$\eta_L = \frac{\text{Lüle girişindeki gerçek KE}}{\text{Lüle çıkışındaki izantropik KE}} = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2}$$

Lüleye giriş hızının lüleden çıkış hızına oranla çok küçük olduğu kabul edilirse, enerji dengesi

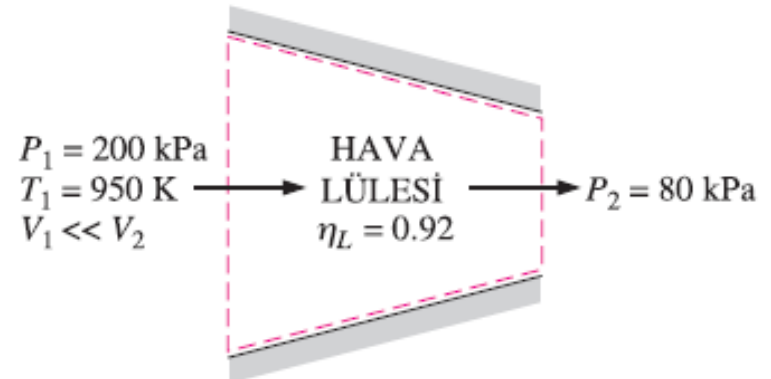
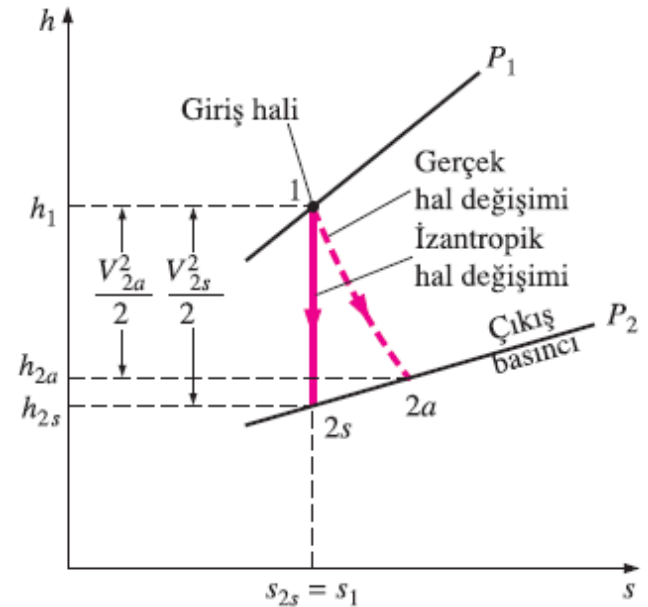
$$h_1 = h_{2a} + \frac{V_{2a}^2}{2}$$

O halde,

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

Bir maddenin gerçek bir lüleden daha yüksek sıcaklıkta (böylece daha düşük hızda) ayrılması sürtünmenin bir sonucudur.

Adyabatik bir lülenin izantropik ve gerçek hal değişimi için h - s diyagramı.



ENTROPİ DENGESİ

$$\left(\begin{array}{c} \text{Giren} \\ \text{toplam} \\ \text{enerji} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Çıkan} \\ \text{toplam} \\ \text{entropi} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Üretilen} \\ \text{toplam} \\ \text{entropi} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Sistemdeki} \\ \text{toplam entropi} \\ \text{değişimi} \end{array} \right)$$

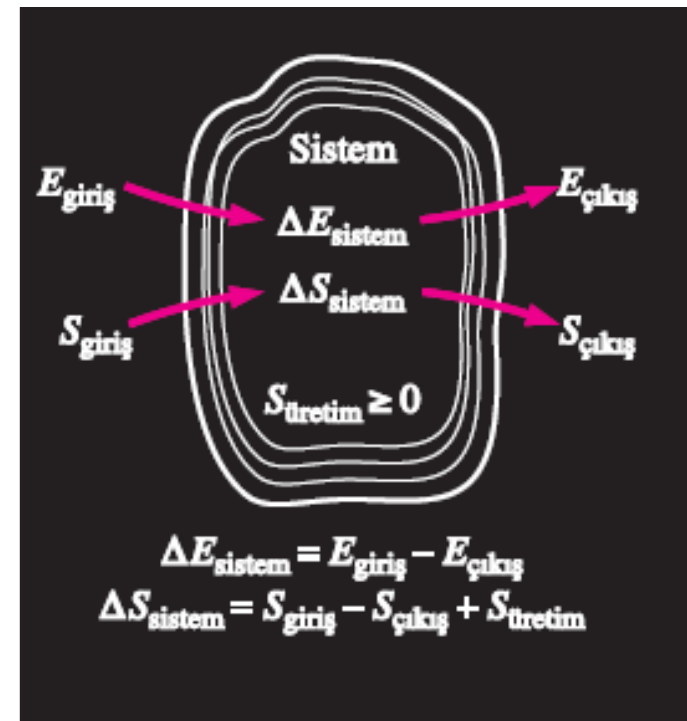
$$S_g - S_ç + S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{sistem}}$$

Bir sistemin entropi değişimi, ΔS_{system}

$$\Delta S_{\text{sistem}} = S_{\text{son}} - S_{\text{ilk}} = S_2 - S_1$$

Sistemin özellikleri kararlı olmadığında

$$S_{\text{sistem}} = \int s \, \delta m = \int_V s \rho \, dV$$



Bir sistem için enerji ve entropi dengeleri

Entropi Geçişinin Mekanizmaları, S_{in} ve S_{out}

1- Isı Geçışı

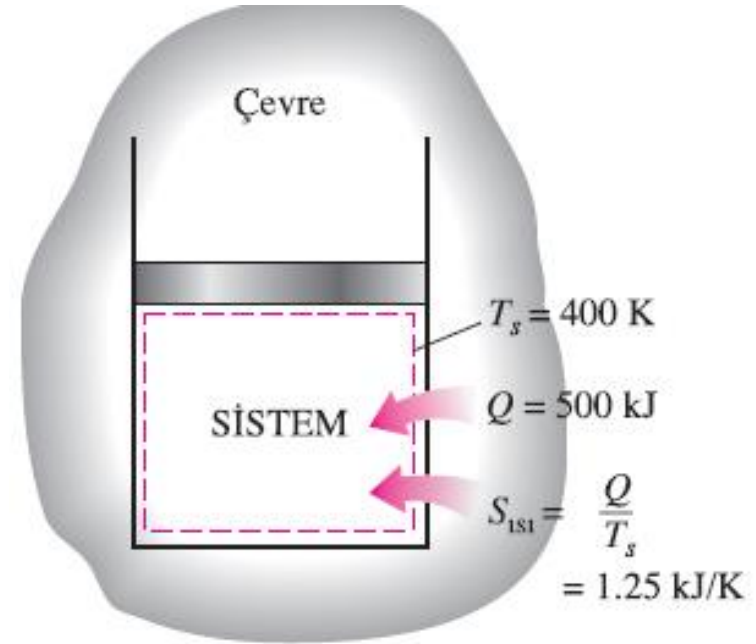
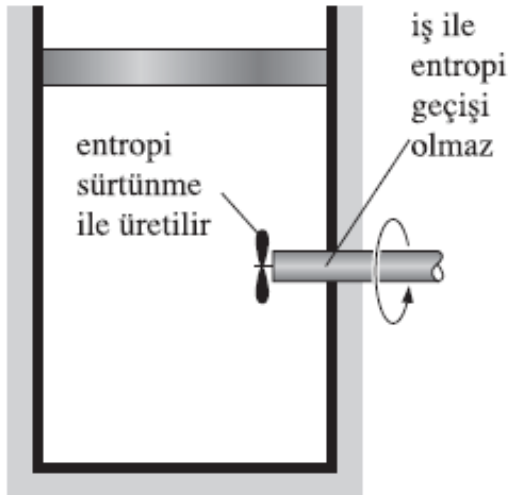
Isı geçişi tarafından entropi geçişi:

$$S_{isi} = \frac{Q}{T} \quad (T = \text{sabit})$$

$$S_{isi} = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \equiv \sum \frac{Q_k}{T_k}$$

İş tarafından entropi geçişi:

$$S_{i\dot{s}} = 0$$



Isı geçişine daima Q/T miktarında entropi transferi tarafından eşlik edilir, orada sınır sıcaklığı T 'dir.

İş sistem sınırlarından geçerken entropi eşlik etmez. Fakat iş enerjinin daha az yararlı formunda iken sistem içinde entropi üretilir.

Entropi Geçişinin Mekanizmaları, S_{in} ve S_{out}

2- Kütle Akışı

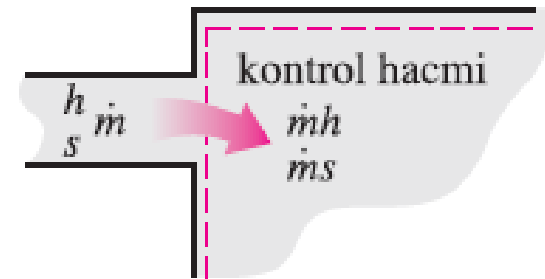
Kütle tarafından entropi geçişi:

$$S_{k\ddot{u}tle} = m s$$

Hal değişimi esnasında
kütlenin özeliği değiştiğinde,

$$\dot{S}_{k\ddot{u}tle} = \int_{A_c} s \rho V_n dA_c$$

$$S_{k\ddot{u}tle} = \int s \delta m = \int_{\Delta t} \dot{S}_{k\ddot{u}tle} dt$$



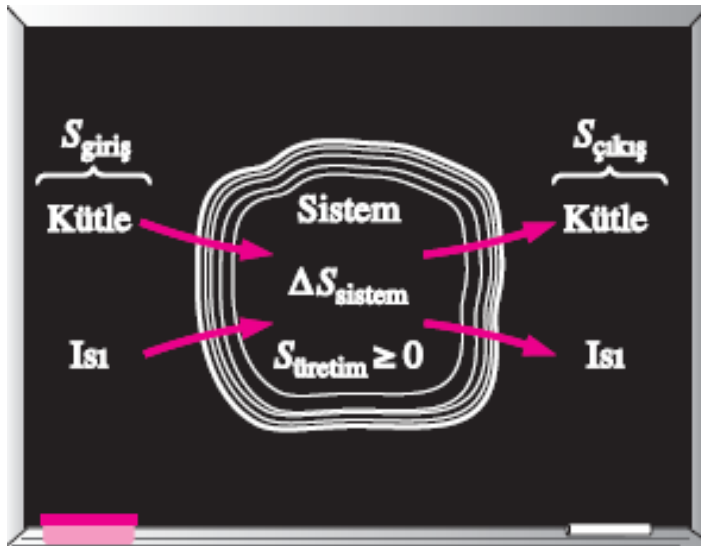
Kütle enerji olduğu kadar entropi de içerir, ve böylece sisteme yada sistemden kütle akışına enerji ve entropi geçişi tarafından eşlik edilir.

Entropi Üretimi, $S_{\text{üretim}}$

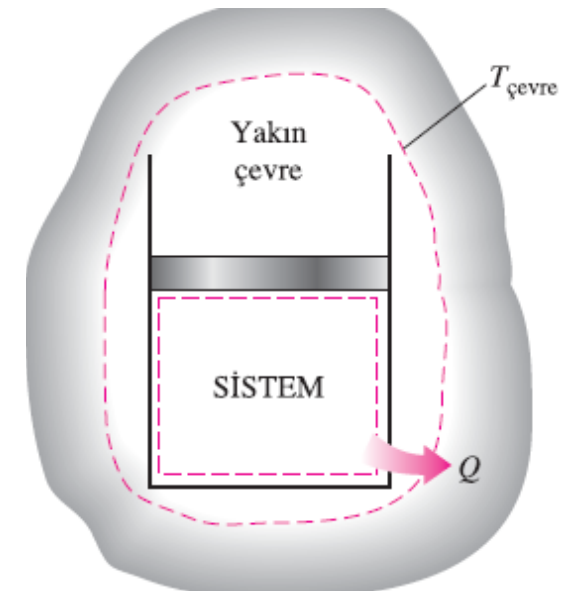
$$\underbrace{S_g - S_{\varphi}}_{\text{Isı ve kütle ile gerçekleşen net entropi geçişi}} + \underbrace{S_{\text{üretim}}}_{\text{Entropi üretim}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistem}}}_{\text{Entropideki değişim}}$$

$$\underbrace{\dot{S}_g - \dot{S}_{\varphi}}_{\text{Birim zamanda ısı ve kütle ile gerçekleşen net entropi geçişi}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{üretim}}}_{\text{Birim zamandaki entropi üretimi}} = \underbrace{dS_{\text{sistem}}/dt}_{\text{Birim zamanda entropideki değişim}}$$

$$(s_g - s_{\varphi}) + s_{\text{üretim}} = \Delta s_{\text{sistem}} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$



Sistem sınırları dışındaki entropi üretimi sistem ve onun yakın çevresini içeren genişletilmiş bir sistemde bir entropi dengesinin yazılması ile izah edilebilir.



Genel bir sistem için entropi geçiş mekanizması

Kapalı Sistemler

Kapalı sistem:
$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{sistem}} = S_2 - S_1 \quad (\text{kJ/K})$$

Bir hal değişimi sırasında kapalı bir sistemin entropi değişimi, ısı geçişi ile sistem sınırından geçen net entropi ile sistem sınırı içinde üretilen entropinin toplamına eşittir.

Adyabatik kapalı sistem:
$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{adyabatik sistem}}$$

Sistem + Çevre:
$$S_{\text{üretim}} = \sum \Delta S = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}}$$

$$\Delta S_{\text{sistem}} = m(s_2 - s_1) \qquad \Delta S_{\text{çevre}} = Q_{\text{çevre}}/T_{\text{çevre}}$$

Kontrol Hacimleri

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + \sum m_g s_g - \sum m_\varphi s_\varphi + S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1)_{\text{KH}} \quad (\text{kJ/K})$$

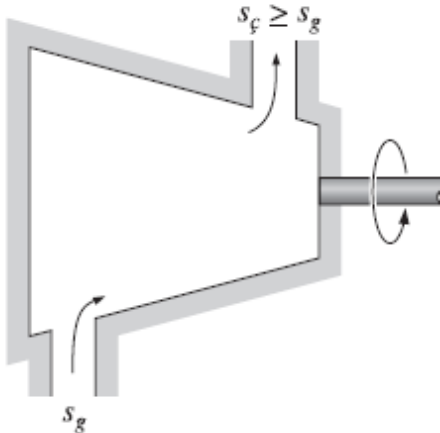
$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi + \dot{S}_{\text{üretim}} = dS_{\text{CV}}/dt \quad (\text{kW/K})$$

Sürekli Akım: $\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi - \sum \dot{m}_g s_g - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$

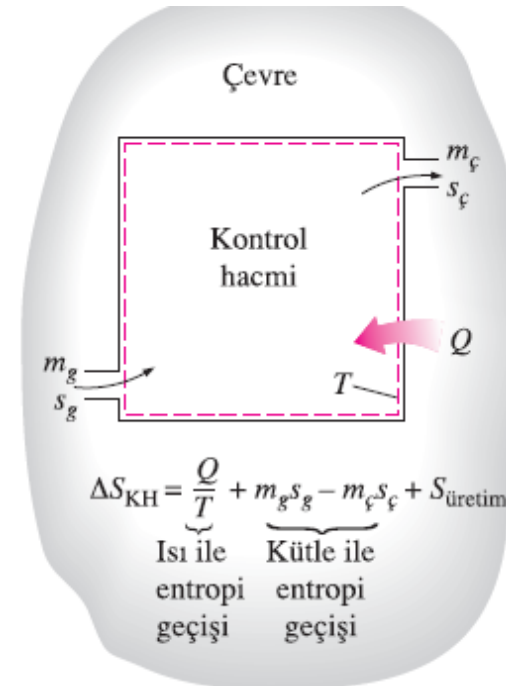
Sürekli akım; tek akış: $\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_\varphi - s_g) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$

Sürekli akım, tek akış, adyabatik: $\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_\varphi - s_g)$

Bir hal değişimi sırasında kontrol hacmi içindeki entropi değişimi miktarı; ısı geçişi ile kontrol hacmi sınırında gerçekleşen entropi geçişinin miktarı ve kontrol hacmi içine kütle akışı ile entropi geçişinin net miktarı ile tersinmezliklerin bir sonucu olarak kontrol hacmi içindeki entropi üretimi miktarının toplamına eşittir.



Bir maddenin entropisi tek-akışlı, adyabatik, sürekli akışlı düzeneklerin içinden akarken daima artar (yada tersinir bir hal değişimi durumunda sabit kalır).



$$\Delta S_{\text{KH}} = \underbrace{\frac{Q}{T}}_{\text{Isı ile entropi geçişi}} + \underbrace{m_g s_g - m_\varphi s_\varphi}_{\text{Kütle ile entropi geçişi}} + S_{\text{üretim}}$$

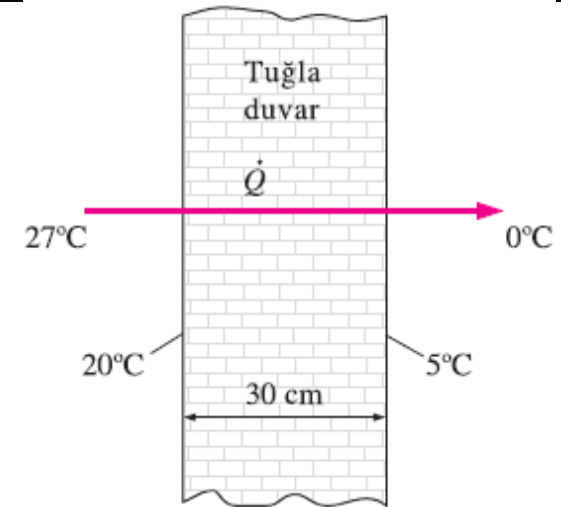
Bir kontrol hacminin entropi değişimi ısı transferi kadar kütle akışının da bir sonucudur.

ÖRNEKLER

Bir duvar boyunca ısı transferi için entropi dengesi

$$\underbrace{\dot{S}_g - \dot{S}_\varphi}_{\text{Birin zamanda ısı ve kütle ile gerçekleşen entropi geçişi}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{üret}}}_{\text{Birim zamandaki entropi üretimi}} = \underbrace{\frac{dS_{\text{sistem}}}{dt}}_{\text{Birim zamanda entropideki değişim}} \xrightarrow{0 \text{ (sürekli)}}$$

$$\left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_g - \left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_\varphi + \dot{S}_{\text{üretim}} = 0$$

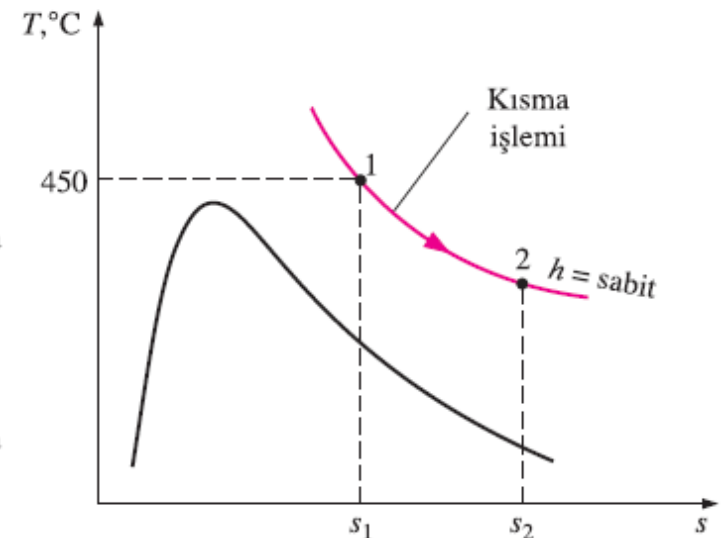
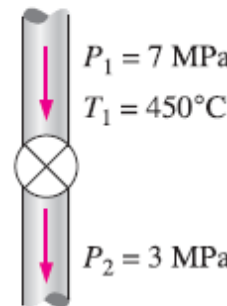


Bir kısılma işlemi için entropi dengesi

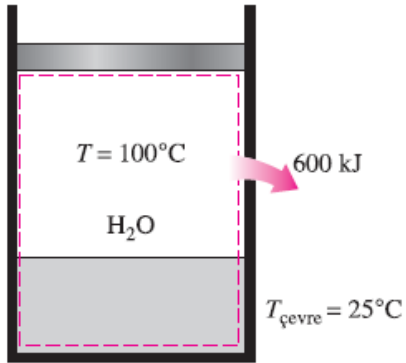
$$\underbrace{\dot{S}_g - \dot{S}_\varphi}_{\text{Birim zamanda ısı ve kütle ile gerçekleşen entropi geçişi}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{üretim}}}_{\text{Birim zamandaki entropi üretimi}} = \underbrace{\frac{dS_{\text{sistem}}}{dt}}_{\text{Birim zamanda entropideki değişim}} \xrightarrow{0 \text{ (sürekli)}}$$

$$\dot{m}s_1 - \dot{m}s_2 + \dot{S}_{\text{üretim}} = 0$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_2 - s_1)$$

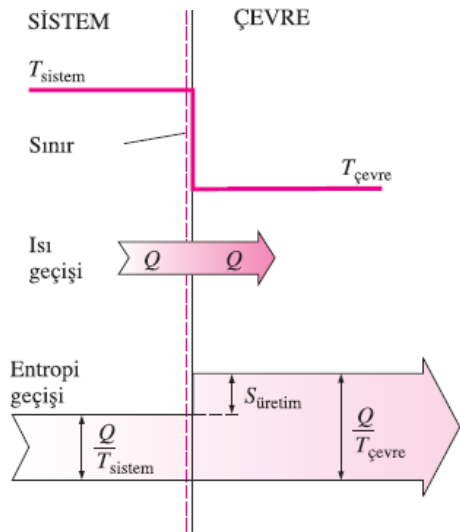


Isı Geçişi ile Birlikte Gerçekleşen Entropi Üretimi

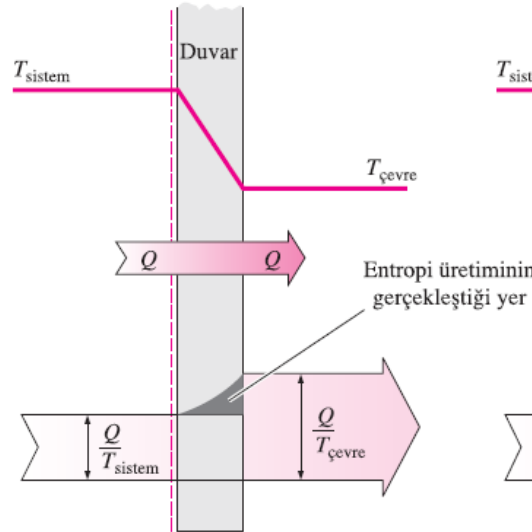


$$\underbrace{S_g - S_{\text{ç}}}_{\text{Isı ve kütle ile gerçekleşen enerji geçişi}} + \underbrace{S_{\text{üret}}}_{\text{Entropi üretimi}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistem}}}_{\text{Entropideki değişim}}$$

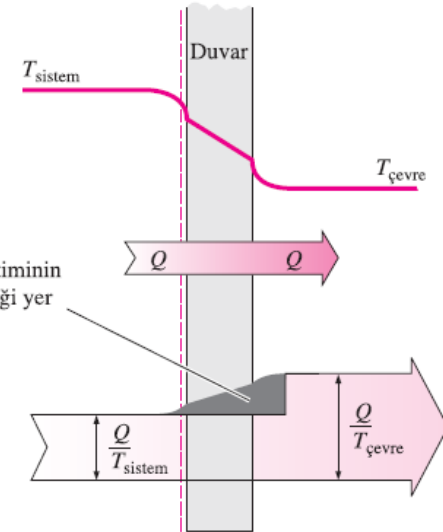
$$-\frac{Q_{\text{ç}}}{T_b} + S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{üretim}}$$



(a) Duvar ihmal ediliyor



(b) Duvar gözönüne alınıyor



(c) Duvarla birlikte sistem ve çevre içindeki sıcaklık farklılıkları da gözönüne alınıyor.

Sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi sırasında entropi üretiminin grafiksel gösterimi

- Entropi
- Entropinin Artışı İlkesi
- Entropi üzerine bazı yorumlar
- Saf maddelerin entropi değişimi
- İzantropik hal değişimleri
- Entropi içeren özellik diyagramları
- Entropi nedir?
- $T ds$ bağıntıları
- Katı ve sıvıların entropi değişimi
- İdeal gazların entropi değişimi
- Tersinir sürekli akış işi
- Kompresör işinin azaltılması
- Sürekli akışlı düzeneklerin izantropik verimleri
- Entropi dengesi

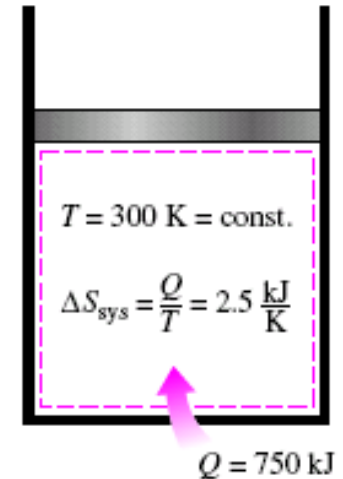
ÖRNEK 7-1:

Bir hal değişimi sırasında, sistemden 300 K sıcaklıktaki çevre havaya, şekilde gösterildiği gibi 750 kJ ısı geçişi olmaktadır. Bu hal değişimi sırasında çevre havanın entropi

Çözüm

Çevre hava büyük miktarlarda ısı alışverişini sıcaklığı değişmeden yapabilmektedir. Bu nedenle, 300 K sıcaklıkta bir ısıl enerji deposu olarak gözönüne alınabilir ve entropi değişimi:

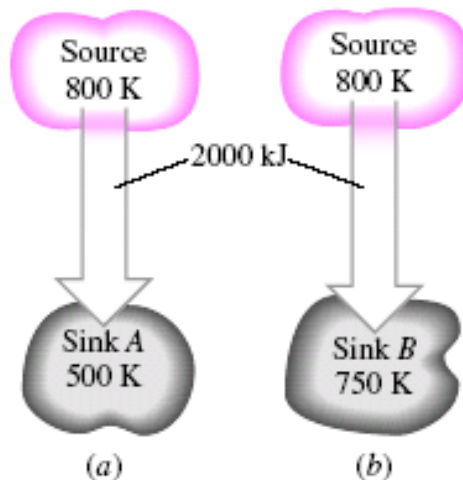
$$\Delta S_{\text{sys, isothermal}} = \frac{Q}{T_{\text{sys}}} = \frac{750 \text{ kJ}}{300 \text{ K}} = 2.5 \text{ kJ/K}$$



$Q_{\text{çevre}}$ ve $\Delta S_{\text{çevre}}$ artı değerlerdir, çünkü ısı geçişi çevreye olmaktadır.

ÖRNEK 7-2:

800 K sıcaklıktaki bir ısı enerji deposundan (a) 500 K, (b) 750 K sıcaklığındaki bir ısı enerji deposuna 2000 kJ ısı ısı geçişi olmaktadır. Hangi işlemin daha tersinmez olduğunu belirle.



(a) For the heat transfer process to a sink at 500 K:

$$\Delta S_{\text{source}} = \frac{Q_{\text{source}}}{T_{\text{source}}} = \frac{-2000 \text{ kJ}}{800 \text{ K}} = -2.5 \text{ kJ/K}$$

$$\Delta S_{\text{sink}} = \frac{Q_{\text{sink}}}{T_{\text{sink}}} = \frac{2000 \text{ kJ}}{500 \text{ K}} = +4.0 \text{ kJ/K}$$

and

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{source}} + \Delta S_{\text{sink}} = (-2.5 + 4.0) \text{ kJ/K} = +1.5 \text{ kJ/K}$$

(b) Repeating the calculations in part (a) for a sink temperature of 750 K, we obtain

$$\Delta S_{\text{source}} = -2.5 \text{ kJ/K}$$

$$\Delta S_{\text{sink}} = +2.7 \text{ kJ/K}$$

and

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = (-2.5 + 2.7) \text{ kJ/K} = +0.2 \text{ kJ/K}$$

İkinci şıktaki ısı geçişi için toplam entropi değişimi daha azdır, bu nedenle tersinmezlik daha azdır. Bu beklenen bir sonuçtur, çünkü ısı enerji depoları arasındaki sıcaklık farkı daha küçüktür. Bu hal değişimleriyle ilgili tersinmezlikler iki ısı enerji deposu arasında bir Carnot ısı makinesini çalıştırarak yokedilebilir, bu durumda $\Delta S_{\text{top}} = 0$ olur.

ÖRNEK 7-3:

Sabit hacimli kapalı bir kaptaki 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

Çözüm

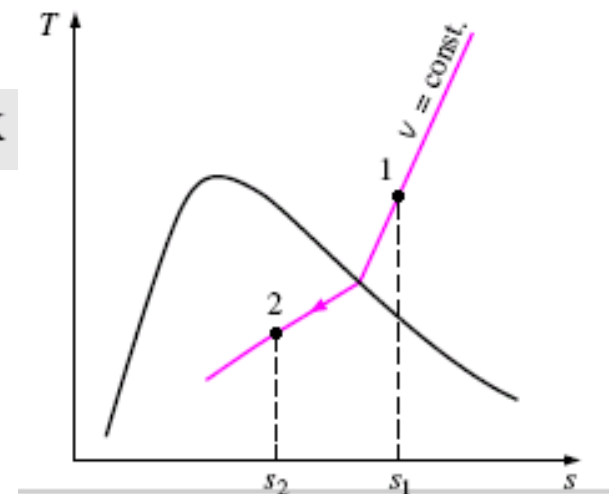
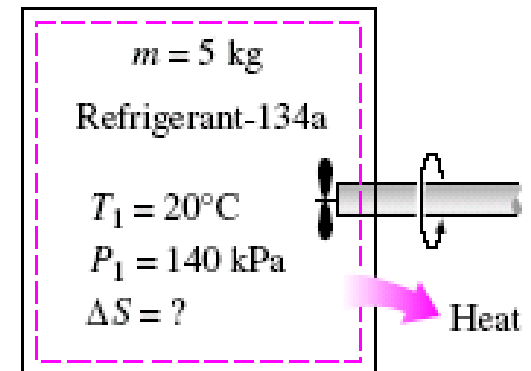
$$\text{State 1:} \quad \left. \begin{array}{l} P_1 = 140 \text{ kPa} \\ T_1 = 20^\circ\text{C} \end{array} \right\} \quad \left. \begin{array}{l} s_1 = 1.0624 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ v_1 = 0.16544 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array} \right\}$$

$$\text{State 2:} \quad \left. \begin{array}{l} P_2 = 100 \text{ kPa} \\ (v_2 = v_1) \end{array} \right\} \quad \left. \begin{array}{l} v_f = 0.0007259 \text{ m}^3/\text{kg} \\ v_g = 0.19254 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array} \right\}$$

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.16544 - 0.0007259}{0.19254 - 0.0007259} = 0.859$$

$$s_2 = s_f + x_2 s_{fg} = 0.07188 + (0.859)(0.87995) = 0.8278 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

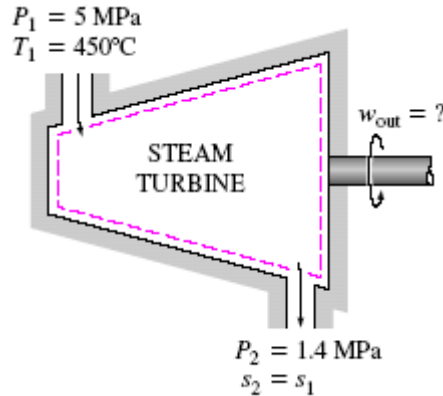
$$\begin{aligned} \Delta S &= m(s_2 - s_1) = (5 \text{ kg})(0.8278 - 1.0624) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ &= -1.173 \text{ kJ/K} \end{aligned}$$



ÖRNEK 7-5:

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

Çözüm

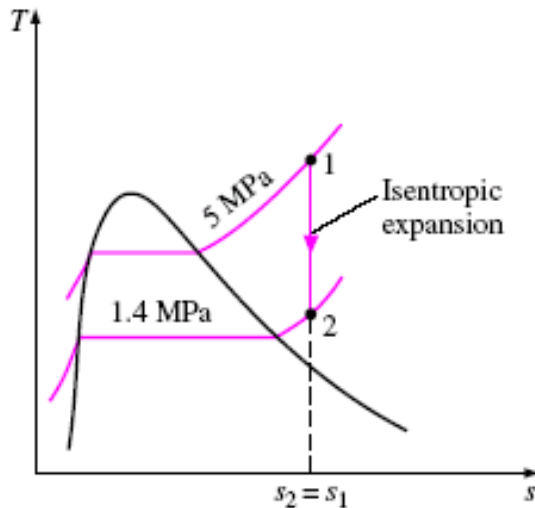


$$\underbrace{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta \dot{E}_{\text{system}}}_{\substack{\text{Rate of change in internal, kinetic,} \\ \text{potential, etc., energies}}} \stackrel{0 \text{ (steady)}}{=} 0$$

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{\text{out}} + \dot{m}h_2 \quad (\text{since } \dot{Q} = 0, \text{ ke} \approx \text{pe} \approx 0)$$

$$\dot{W}_{\text{out}} = \dot{m}(h_1 - h_2)$$



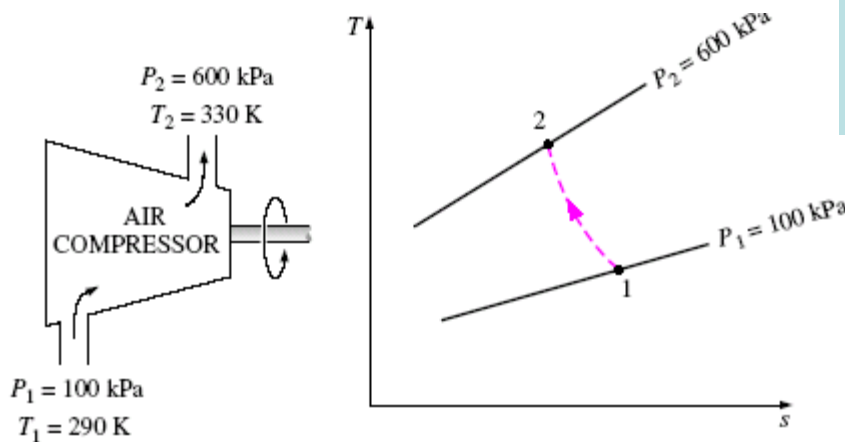
State 1:	$\left. \begin{array}{l} P_1 = 5 \text{ MPa} \\ T_1 = 450^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 3317.2 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 6.8210 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$
State 2:	$\left. \begin{array}{l} P_2 = 1.4 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array} \right\} h_2 = 2967.4 \text{ kJ/kg}$

$$w_{\text{out}} = h_1 - h_2 = 3317.2 - 2967.4 = 349.8 \text{ kJ/kg}$$

ÖRNEK

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 özellik değerlerini kullanarak, (b) ortalama özgül ısıları kullanarak hesaplayın.

Verilen koşullarda azot mükemmel gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığında sıcaklığı yüksek, basıncı düşüktür (azot için, $T_{cr} = -147\text{ °C}$ ve $P_{cr} = 3390\text{ kPa}$). Bu nedenle mükemmel gaz kabulü altında çıkarılan entropi değişimi bağıntıları bu probleme uygulanabilir.



(a) Azot tablosunda (Tablo A-18) verilen özellikler birim-mol için verilmiştir. Verilen sıcaklıklardaki s° değerleri tablodan okunur ve denkleme konursa,

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= [(1.79783 - 1.66802) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}] - (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{600 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \\ &= -0.3844 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

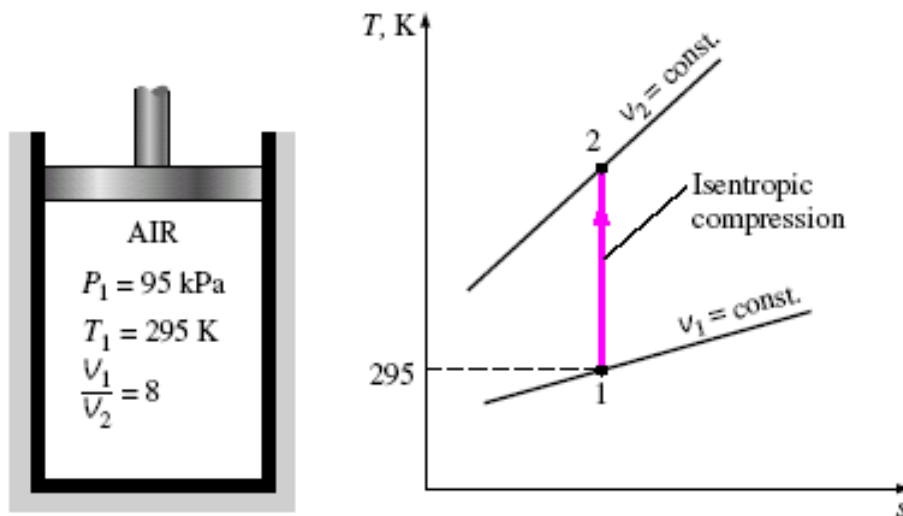
b) Bu kez C_p değeri sabit kabul edilsin ve ortalama sıcaklık olan 37 °C sıcaklıktaki C_p değeri (Tablo A-26) kullanılsın.

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= c_{p,av} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= (1.006 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{330 \text{ K}}{290 \text{ K}} - (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{600 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \\ &= -0.3842 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

ÖRNEK

Hava, adyabatik bir piston-silindir düzeneğinde tersinir bir hal değişimiyle sıkıştırılmaktadır. Başlangıçta havanın sıcaklığı 22°C, basıncı 95 kPa'dır. Piston-silindir düzeneğinin hacimsel oranı $V_1/V_2 = 8$ olduğuna göre, havanın son haldeki sıcaklığı hesaplayınız.

Verilen koşullarda hava mükemmel bir gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığında, sıcaklığı yüksek, basıncı düşüktür. Bu nedenle mükemmel gazlar için geliştirilen izantropik bağıntılar bu probleme uygulanabilir.



For closed systems:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{v_2}{v_1}$$

At $T_1 = 295 \text{ K}$:

$$v_{r1} = 647.9$$

$$v_{r2} = v_{r1} \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = (647.9) \left(\frac{1}{8} \right) = 80.99 \rightarrow T_2 = 662.7 \text{ K}$$

İkinci çözüm yolu Son haldeki sıcaklık, havanın özgül ısısını sabit kabul ederek hesaplanabilir:

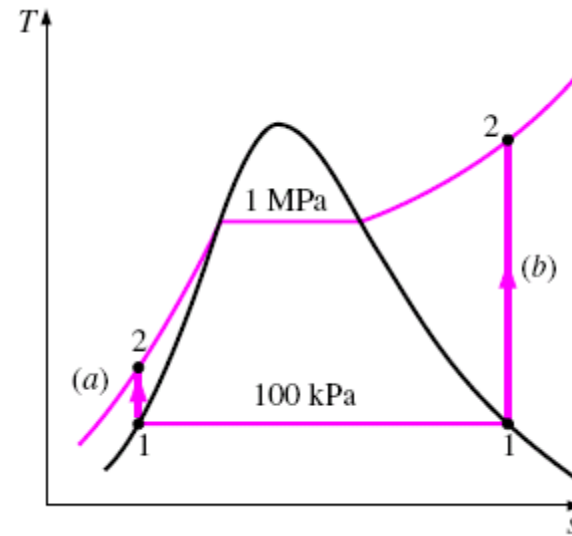
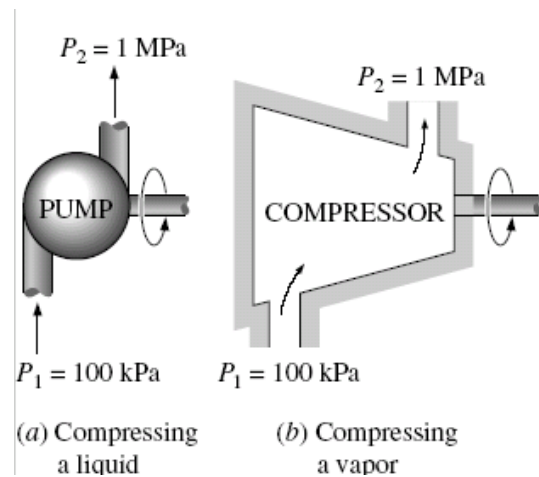
$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}$$

$$T_2 = (295 \text{ K})(8)^{1.391-1} = 665.2 \text{ K}$$

ÖRNEK

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 enerjii değişimlerini ihmal edin.

Aracı akışkan sıvı olduğu için pompadaki işin çok daha az olması beklenmektedir. Sıkıştırmanın tersinir olduğu, kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edilebileceği problemde belirtilmiştir.



(a) Bu durumda su başlangıçta doymuş sıvı halindedir, özgül hacmi Tablo A-5' ten bulunabilir:

$$v_1 = v_{f@ 100 \text{ kPa}} = 0.001043 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\begin{aligned} w_{\text{rev, in}} &= \int_1^2 v \, dP \cong v_1(P_2 - P_1) \\ &= (0.001043 \text{ m}^3/\text{kg})[(1000 - 100) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= \mathbf{0.94 \text{ kJ/kg}} \end{aligned}$$

(b) Bu kez su başlangıçta doymuş buhar halindedir ve sıkıştırma sırasında buhar halinde kalır. Bir gazın özgül hacmi sıkıştırma sırasında önemli ölçüde değiştiği için,

$$\left. \begin{aligned} T ds &= dh - v dP \quad (\text{Eq. 7-24}) \\ ds &= 0 \quad (\text{isentropic process}) \end{aligned} \right\} v dP = dh$$

$$w_{\text{rev, in}} = \int_1^2 v dP = \int_1^2 dh = h_2 - h_1$$

$$\text{State 1:} \quad \left. \begin{aligned} P_1 &= 100 \text{ kPa} \\ (\text{sat. vapor}) \end{aligned} \right\} \quad \left. \begin{aligned} h_1 &= 2675.0 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= 7.3589 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned} \right\} \quad (\text{Table A-5})$$

$$\text{State 2:} \quad \left. \begin{aligned} P_2 &= 1 \text{ MPa} \\ s_2 &= s_1 \end{aligned} \right\} \quad \left. \begin{aligned} h_2 &= 3194.5 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \right\} \quad (\text{Table A-6})$$

Thus,

$$w_{\text{rev, in}} = (3194.5 - 2675.0) \text{ kJ/kg} = \mathbf{519.5 \text{ kJ/kg}}$$

ÖRNEK

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

Verilen koşullarda hava mükemmel gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığı zaman sıcaklığı yüksek ve basıncı düşüktür.

(a) Isentropic compression with $k = 1.4$:

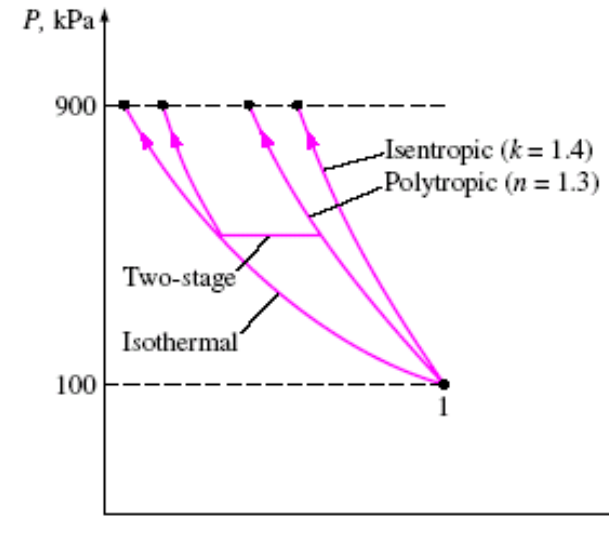
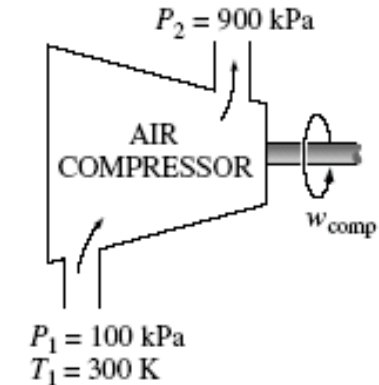
$$\begin{aligned} w_{\text{comp, in}} &= \frac{kRT_1}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \\ &= \frac{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K})}{1.4 - 1} \left[\left(\frac{900 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \right)^{(1.4-1)/1.4} - 1 \right] \\ &= 263.2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

(b) Polytropic compression with $n = 1.3$:

$$\begin{aligned} w_{\text{comp, in}} &= \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \\ &= \frac{(1.3)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K})}{1.3 - 1} \left[\left(\frac{900 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \right)^{(1.3-1)/1.3} - 1 \right] \\ &= 246.4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

(c) Isothermal compression:

$$\begin{aligned} w_{\text{comp, in}} &= RT \ln \frac{P_2}{P_1} = (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K}) \ln \frac{900 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \\ &= 189.2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$



(d) Ideal two-stage compression with intercooling ($n = 1.3$): In this case, the pressure ratio across each stage is the same, and its value is

$$P_x = (P_1 P_2)^{1/2} = [(100 \text{ kPa})(900 \text{ kPa})]^{1/2} = 300 \text{ kPa}$$

$$\begin{aligned} w_{\text{comp, in}} &= 2w_{\text{comp I, in}} = 2 \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \\ &= \frac{2(1.3)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K})}{1.3-1} \left[\left(\frac{300 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \right)^{(1.3-1)/1.3} - 1 \right] \\ &= \mathbf{215.3 \text{ kJ/kg}} \end{aligned}$$

Yukarıdan görüleceği gibi, sabit sıcaklıkta sıkıştırma en az işi, izantropik sıkıştırma da en çok işi gerektirmektedir, iki kademeli politropik sıkıştırma kullanıldığı zaman kompresör işi azalmaktadır. Kademe sayısı arttıkça, kompresör işi sabit sıcaklıkta sıkıştırma için bulunan değere yaklaşacaktır.

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) türbinden geçen su buharının

Çözüm

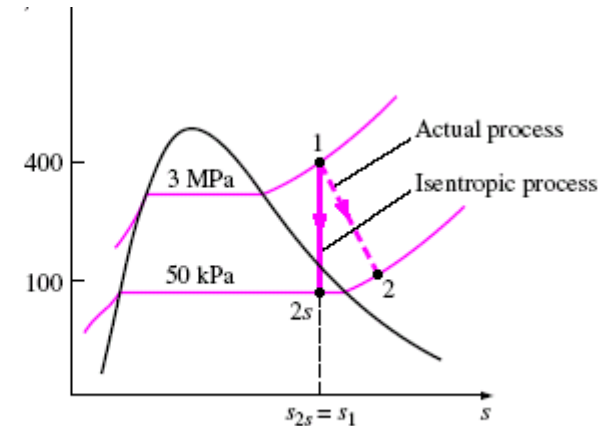
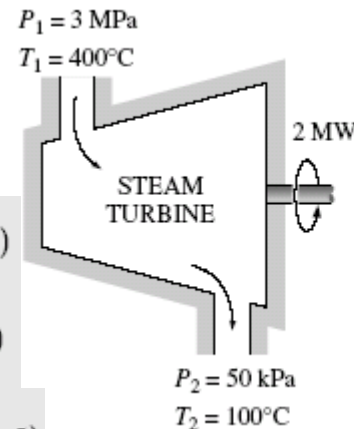
(a) Türbin adyabatiktir, ayrıca akışın kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişim ihmal edilebilecek değerlerdedir.

$$\begin{aligned} \text{State 1: } & \left. \begin{array}{l} P_1 = 3 \text{ MPa} \\ T_1 = 400^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 3231.7 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 6.9235 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad (\text{Table A-6}) \\ \text{State 2a: } & \left. \begin{array}{l} P_{2a} = 50 \text{ kPa} \\ T_{2a} = 100^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_{2a} = 2682.4 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Table A-6}) \\ \text{State 2s: } & \begin{array}{l} P_{2s} = 50 \text{ kPa} \\ (s_{2s} = s_1) \end{array} \rightarrow \begin{array}{l} s_f = 1.0912 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ s_g = 7.5931 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad (\text{Table A-5}) \end{aligned}$$

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.9235 - 1.0912}{6.5019} = 0.897$$

$$h_{2s} = h_f + x_{2s}h_{fg} = 340.54 + 0.897(2304.7) = 2407.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{3231.7 - 2682.4}{3231.7 - 2407.9} = \mathbf{0.667, \text{ or } 66.7\%}$$



(b) Türbinden geçen su buharının kütle debisi sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denkleminde belirlenebilir

$$\begin{aligned} \dot{E}_{in} &= \dot{E}_{out} \\ \dot{m}h_1 &= \dot{W}_{a,out} + \dot{m}h_{2a} \\ \dot{W}_{a,out} &= \dot{m}(h_1 - h_{2a}) \\ 2 \text{ MW} \left(\frac{1000 \text{ kJ/s}}{1 \text{ MW}} \right) &= \dot{m}(3231.7 - 2682.4) \text{ kJ/kg} \\ \dot{m} &= \mathbf{3.64 \text{ kg/s}} \end{aligned}$$

ÖRNEK

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

(a) Verilen koşullarda hava mükemmel gaz kabul edilebilir,

$$T_1 = 285 \text{ K} \rightarrow h_1 = 285.14 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Table A-21})$$

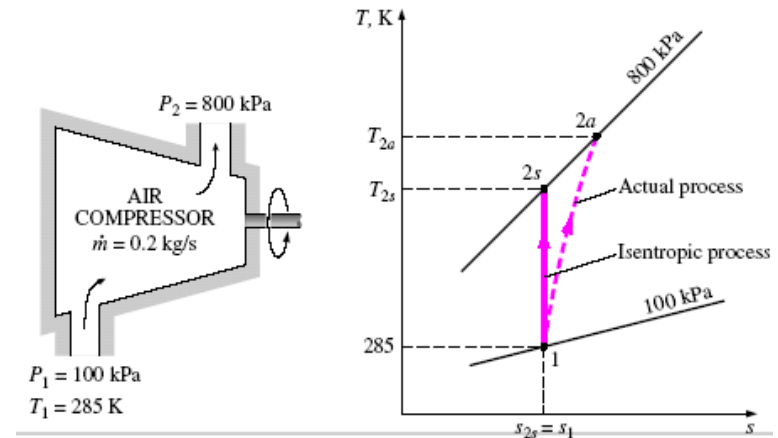
$$(P_{r1} = 1.1584)$$

$$P_{r2} = P_{r1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = 1.1584 \left(\frac{800 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \right) = 9.2672$$

$$P_{r2} = 9.2672 \rightarrow h_{2s} = 517.05 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Table A-21})$$

$$\eta_c \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \rightarrow 0.80 = \frac{(517.05 - 285.14) \text{ kJ/kg}}{(h_{2a} - 285.14) \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{2a} = 575.03 \text{ kJ/kg} \rightarrow T_{2a} = 569.5 \text{ K} \quad (\text{Table A-21})$$



(b) Kompresörün gerektirdiği güç, sürekli akışlı açık sistemler için enerjinin korunumu denklemini kullanarak hesaplanabilir.

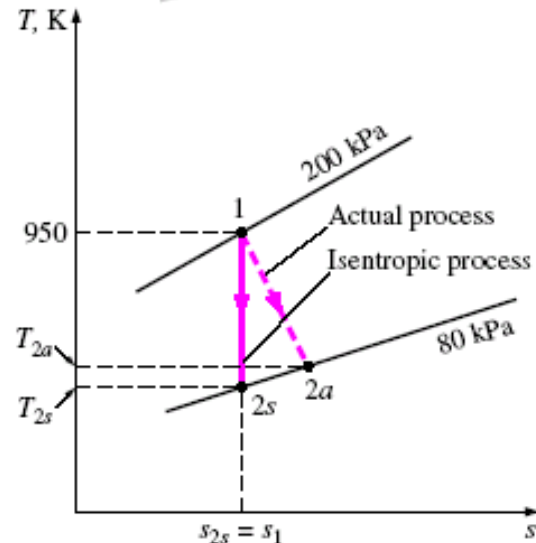
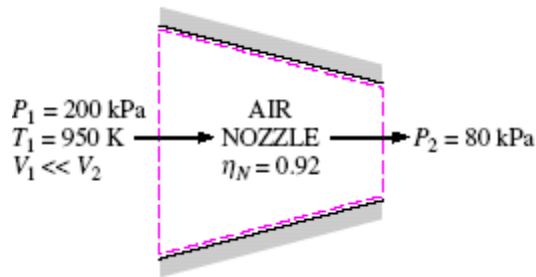
$$\begin{aligned} \dot{E}_{in} &= \dot{E}_{out} \\ \dot{m}h_1 + \dot{W}_{a, in} &= \dot{m}h_{2a} \\ \dot{W}_{a, in} &= \dot{m}(h_{2a} - h_1) \\ &= (0.2 \text{ kg/s})[(575.03 - 285.14) \text{ kJ/kg}] \\ &= 58.0 \text{ kW} \end{aligned}$$

ÖRNEK

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

Çözüm

Verilen koşullarda hava mükemmel gaz kabul edilebilir, çünkü kritik nokta değerleriyle karşılaştırıldığında sıcaklığı yüksek, basıncı ise düşüktür



(a) Lüle çıkışında en yüksek hız, lüledeki hal değişiminde tersinmezliklerin olmaması durumunda gerçekleşebilir.

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1} \right)^{(k-1)/k}$$

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_{2s}}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = (950 \text{ K}) \left(\frac{80 \text{ kPa}}{200 \text{ kPa}} \right)^{0.354/1.354} = 748 \text{ K}$$

$$e_{in} = e_{out}$$

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_{2s} + \frac{V_{2s}^2}{2}$$

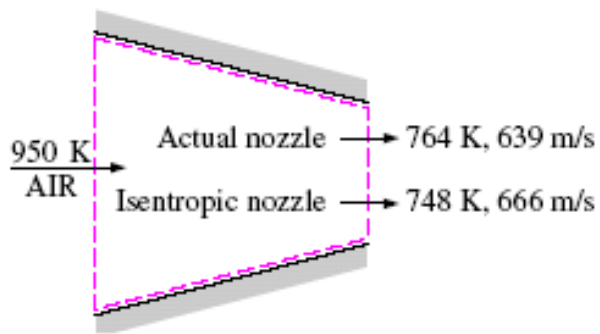
$$\begin{aligned} V_{2s} &= \sqrt{2(h_1 - h_{2s})} = \sqrt{2c_{p,av}(T_1 - T_{2s})} \\ &= \sqrt{2(1.099 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})[(950 - 748) \text{ K}] \left(\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}} \right)} \\ &= 666 \text{ m/s} \end{aligned}$$

(b) Havanın gerçek çıkış sıcaklığı, yukarıda verilen izantropik çıkış sıcaklığından daha yüksek olacaktır. Özgül ısılar sabit kabul edilirse,

$$\eta_N \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{c_{p,av}(T_1 - T_{2a})}{c_{p,av}(T_1 - T_{2s})}$$

$$0.92 = \frac{950 - T_{2a}}{950 - 748} \rightarrow T_{2a} = 764 \text{ K}$$

(c) Havanın gerçek çıkış hızı, adyabatik lüle veriminin tanımından bulunur



$$\eta_N = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2} \rightarrow V_{2a} = \sqrt{\eta_N V_{2s}^2} = 639 \text{ m/s}$$

Bölüm 8

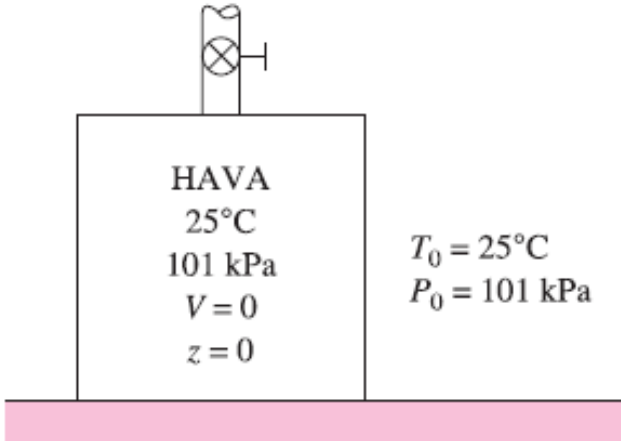
EKSERJİ: İŞ POTANSİYELİNİN BİR ÖLÇÜSÜ

Amaçlar

- Termodinamiğin ikinci yasası ışığında, mühendislik düzeneklerinin verimlerini veya etkinliklerini incelemek.
- Belirli bir çevrede verilen bir halde bulunan sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iş olan ekserjiyi (kullanılabilirlik) tanımlamak.
- Bir sistem, iki belirli hal arasında bir hal değişimi geçirirken, elde edilebilen en fazla yararlı iş olan tersinir işi tanımlamak.
- Tersinmezliklerin bir sonucu olarak, hal değişimi sırasındaki harcanmış iş potansiyeli olan tersinmezliği tanımlamak.
- İkinci yasa verimliliği terimini tanımlamak.
- Ekserji dengesi ilişkisini geliştirmek.
- Ekserji dengesini kapalı sistemlere ve kontrol hacimlerine uygulamak.

EKSERJİ: ENERJİNİN İŞ POTANSİYELİ

Belirli bir halde ve miktardaki enerjinin yararlı iş potansiyeli özeliğine *kullanılabilirlik* veya *kullanılabilir enerji* diye de bilinen *ekserji* denir. Bir sistemin **ölü hal**de olması, çevresi ile termodinamik dengede bulunması anlamına gelir.



Çevresiyle dengede bulunan bir sistem ölü haledir.

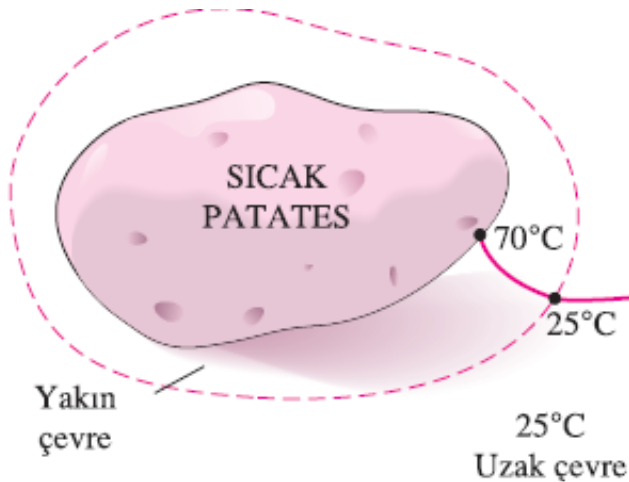


Ölü haldeyken sistemden elde edilebilecek yararlı iş potansiyeli (kullanılabilirlik) sıfırdır.

Bir sistem, belirli bir başlangıç halinden, çevresinin haline, yani ölü hale geçtiği bir tersinir hal değişimi geçirdiğinde, o sistemden en fazla iş elde edileceği sonucuna varırız.

Bu, belirli bir haldeki sistemin *yararlı iş potansiyelini* temsil etmektedir ve ekserji olarak adlandırılır.

Ekserji herhangi bir termodinamik yasasına karşı gelmeden, bir düzeneğin verebileceği işin miktarındaki üst sınırı temsil etmektedir.



Sıcak bir patatesin yakın çevresi, basitçe patatesin yakınındaki havanın sıcaklık eğrilerinin bölgesidir.



Atmosfer çok miktarda enerji içerir, fakat kullanılabilirliği sıfırdır.

Kinetik ve Potansiyel Enerji ile ilgili Ekserji (İş Potansiyeli)

Potansiyel enerjinin ekserjisi:

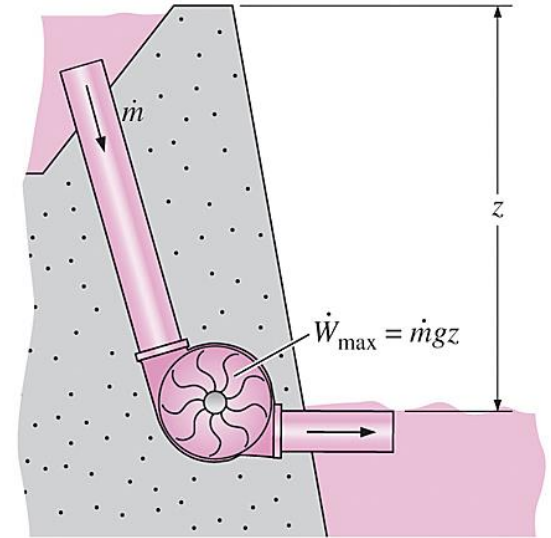
$$x_{pe} = pe = gz \quad (\text{kJ/kg})$$

Kinetik enerjinin ekserjisi:

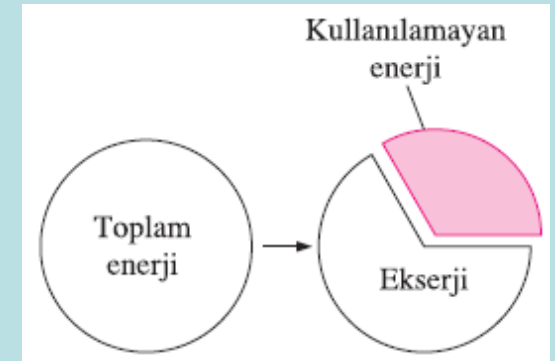
$$x_{ke} = ke = \frac{V^2}{2} \quad (\text{kJ/kg})$$

Kinetik ve potansiyel enerjilerin ekserjileri kendilerine eşittir ve tamamen iş için kullanılabilirler.

Potansiyel enerjinin iş potansiyeli yada ekserjisi, potansiyel enerjinin kendisine eşittir.



Kullanılamayan enerji, enerjinin tersinir bir ısı makinesiyle bile işe dönüştürülemeyen bölümüdür.



TERSİNİR İŞ VE TERSİNMEZLİK

$$W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1)$$

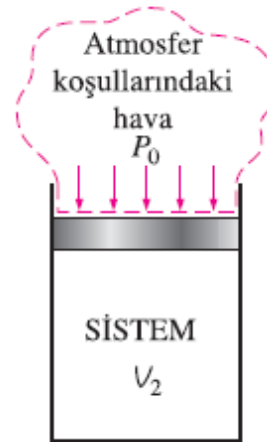
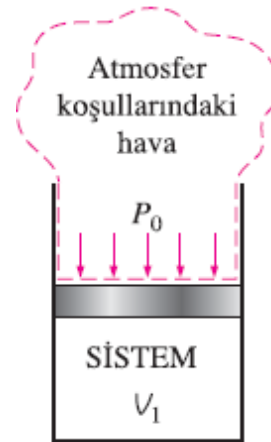
$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = W - P_0(V_2 - V_1)$$

Kapalı bir sistemin genişlemesi sırasında çevre havayı itmek için bir miktar iş ($W_{\text{çevre}}$) yapılır.

Tersinir iş W_{tr} : Bir sistem belirli bir başlangıç hali ve son hal arasında bir hal değişimi geçirdiğinde, üretilebilen yararlı işin en fazla miktarı (veya sağlanması gereken en az iş) olarak tanımlanır.

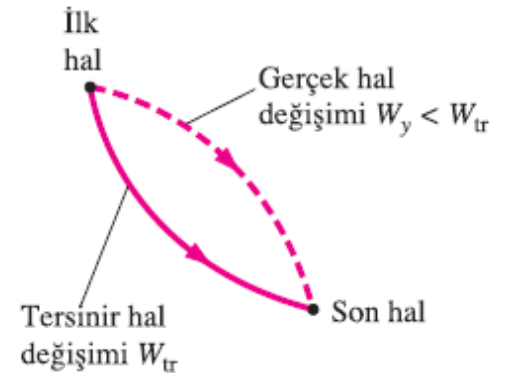
Çevrim yapan düzenekler

Sürekli akışlı düzenekler

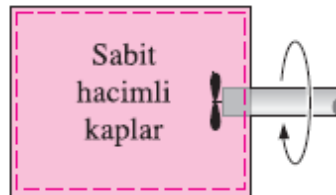


$$I = W_{\text{tr}, \text{ç}} - W_{y, \text{ç}}$$

$$I = W_{y, \text{g}} - W_{\text{tr}, \text{g}}$$



Sabit hacimli sistemlerde gerçek ve yararlı işler aynıdır ($W_y = W$).



Tersinir işle gerçek yararlı iş arasındaki fark tersinmezliktir.

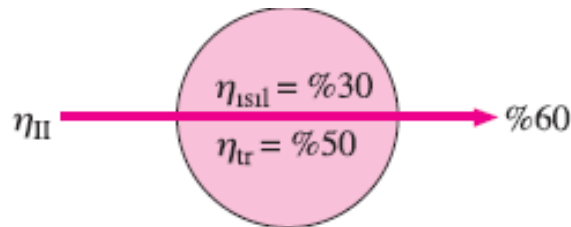
İKİNCİ YASA VERİMİ, η_{II}

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{Isıl}}{\eta_{Isıl,tr}} \quad (\text{ısı makinaları})$$

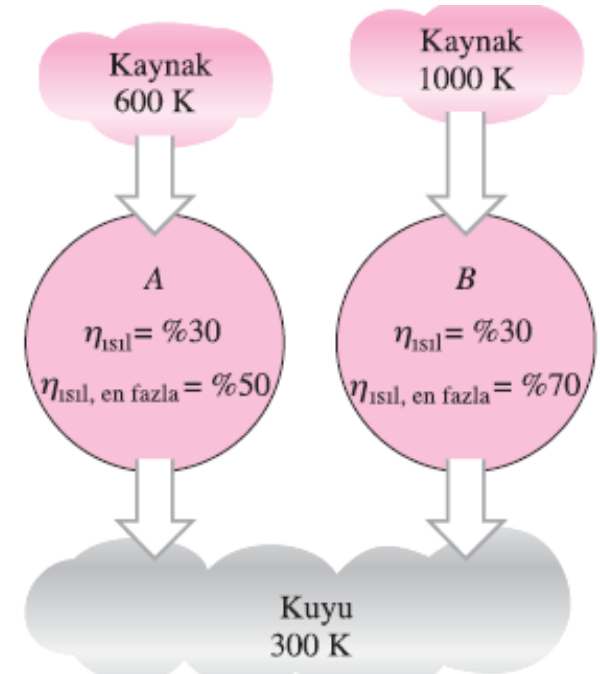
$$\eta_{II} = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad (\text{iş üreten makinalar})$$

$$\eta_{II} = \frac{W_{tr}}{W_y} \quad (\text{iş tüketen makinalar})$$

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{tr}} \quad (\text{soğutma makinası ve ısı pompası})$$



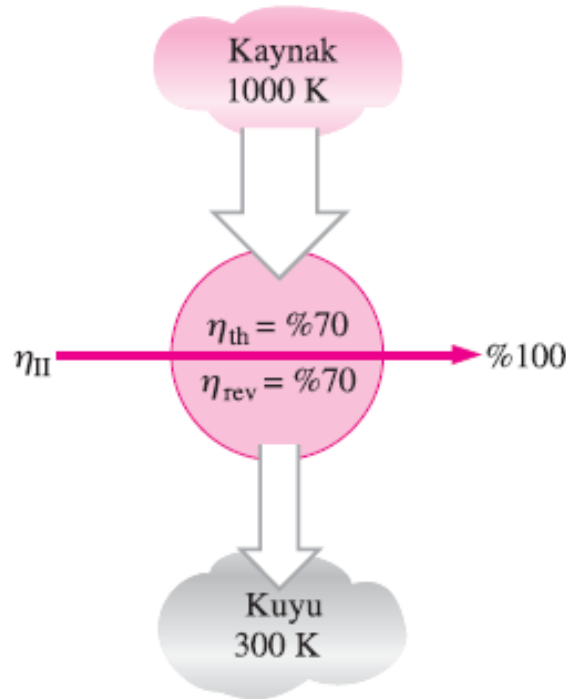
İkinci yasa verimi, bir makinenin ısı veriminin tersinir koşullarda sahip olabileceği ısı verime oranıdır.



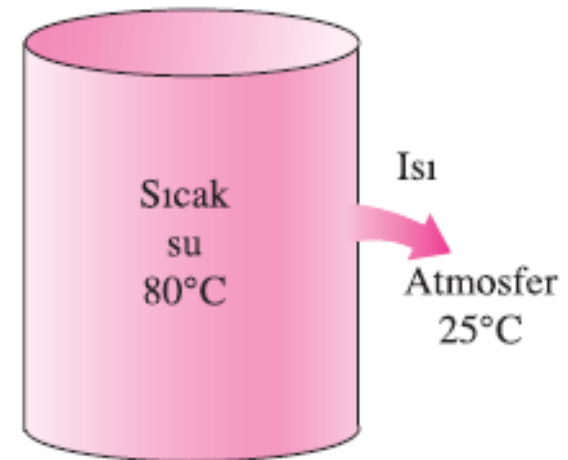
İki ısı makinesinin ısı verimleri eşit fakat sahip olabilecekleri en yüksek ısı verim farklı olabilir.

İkinci yasa veriminin genel tanımı

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji yok oluşu}}{\text{Sağlanan ekserji}}$$



Tüm tersinir makinelerin ikinci yasa verimi % 100'dür.



Doğal biçimde meydana gelen işlemlerin ikinci yasa verimleri potansiyel enerjinin hiçbirini geri kazanılamazsa sıfırdır.

BİR SİSTEMİN EKSERJİ DEĞİŞİMİ

Sabit Bir Kütlenin Ekserjisi: Kütle Akışı Olmayan Sistemlerin (veya Kapalı Sistemlerin) Ekserjisi

$$\underbrace{\delta E_g - \delta E_\varphi}_{\text{Isı iş ve kütle yoluyla net enerji geçişi}} = \underbrace{dE_{\text{sistem}}}_{\text{İç, kinetik potansiyel gibi enerjilerdeki değişim}}$$
$$- \delta Q - \delta W = dU$$

$$\delta W = P dV = (P - P_0) dV + P_0 dV = \delta W_{s,\text{yararlı}} + P_0 dV$$

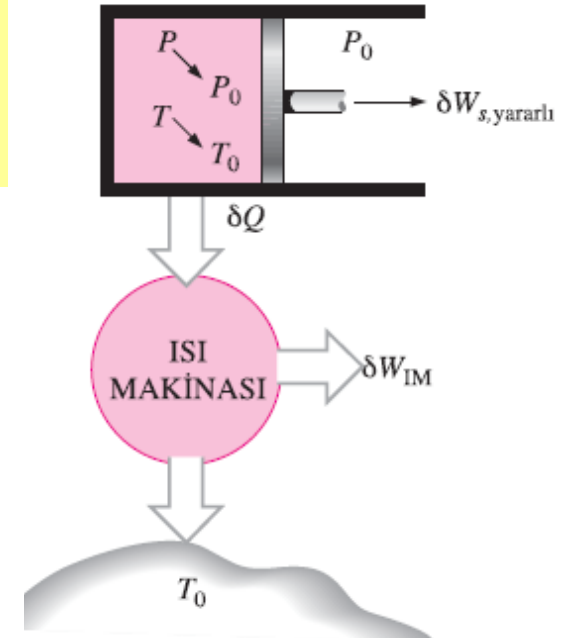
$$\delta W_{\text{IM}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q = \delta Q - \frac{T_0}{T} \delta Q = \delta Q - (-T_0 dS) \rightarrow$$

$$\delta Q = \delta W_{\text{IM}} - T_0 dS$$

$$\delta W_{\text{toplam yararlı}} = \delta W_{\text{IM}} + \delta W_{s,\text{yararlı}} = -dU - P_0 dV + T_0 dS$$

$$X = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + m \frac{V^2}{2} + mgz$$

Kapalı bir sistemin ekserjisi



Belirli bir durumdaki belirli bir kütlenin ekserjisi, kütle çevresinin durumuna bir tersinir hal değişimine maruz kalırken üretilebilen yararlı iştir.

$$\phi = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

$$= (e - e_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)$$

Birim kütle için kapalı bir sistemin ekserjisi

$$\Delta X = X_2 - X_1 = m(\phi_2 - \phi_1) = (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1)$$

$$= (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + m \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1)$$

$$\Delta \phi = \phi_2 - \phi_1 = (u_2 - u_1) + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

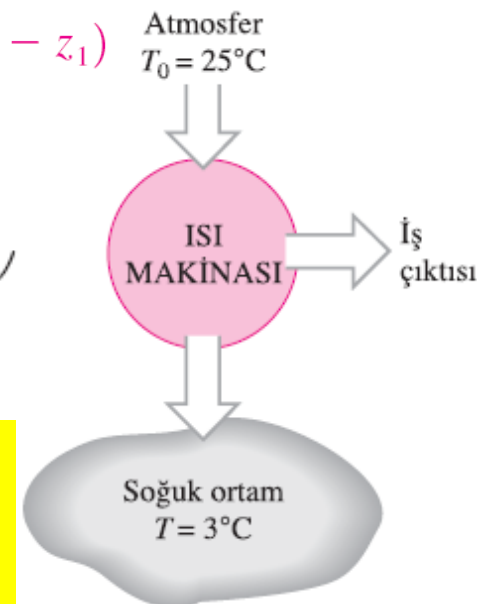
$$= (e_2 - e_1) + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1)$$

Kapalı bir sistemin ekserji değişimi,

Bir sistemin özellikleri düzenli olmadığı zaman, sistemin ekserjisi

$$X_{\text{sistem}} = \int \phi \delta m = \int_V \phi \rho dV$$

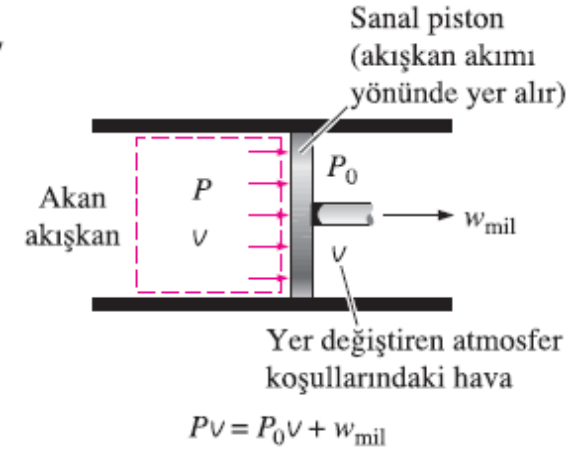
Soğuk ortamın ekserjisi ona olan ısı geçişi tarafından iş üretilebildiğinde, aynı zamanda pozitif bir niceliktir.



Bir Akışkan Akımının Ekserjisi: Akış (veya Akım) Ekserjisi

$$x_{\text{akan akışkan}} = x_{\text{akmayan akışkan}} + x_{\text{akış}} \quad (8-21)$$

$$\begin{aligned} &= (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz + (P - P_0)v \\ &= (u + Pv) - (u_0 + P_0v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \\ &= (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \end{aligned}$$



Akış enerjisinin ekserjisi

$$x_{\text{akış}} = Pv - P_0v = (P - P_0)v$$

Akış ekserjisi

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

Bir akışkanın ekserji değişimi

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) + T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

Akış enerjisi ile ilişkili ekserji akış kesitinde sanal bir piston tarafından verilen yararlı iştir.

Enerji:

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz$$

Ekserji:

$$\phi = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

(a) Durağan bir kütle (akış içermeyen)

Durağan
kütle

Enerji ve ekserji içeriği

(a) bir sabit kütle

Enerji:

$$\theta = h + \frac{V^2}{2} + gz$$

Ekserji:

$$\psi = (h - h_0) + T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

(b) Kütle akışı (akım)

Akışkan
akımı

(b) bir akışkan akımı.

ISI, İŞ VE KÜTLE İLE EKSERJİ GEÇİŞİ

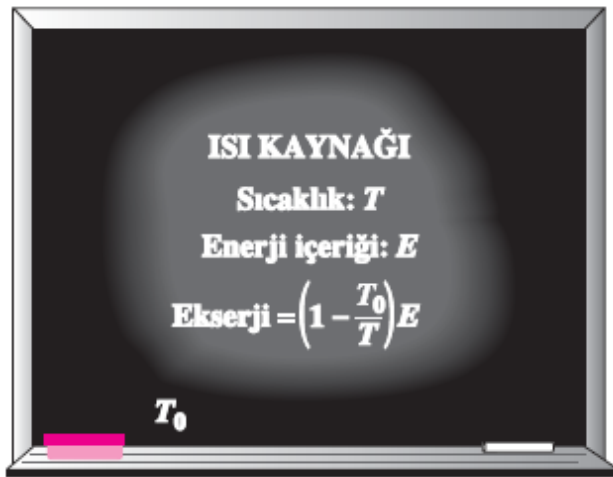
Isı Geçişi (Q) ile Ekserji Geçişi

$$X_{\text{ISI}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q$$

Isı ile ekserji geçişi

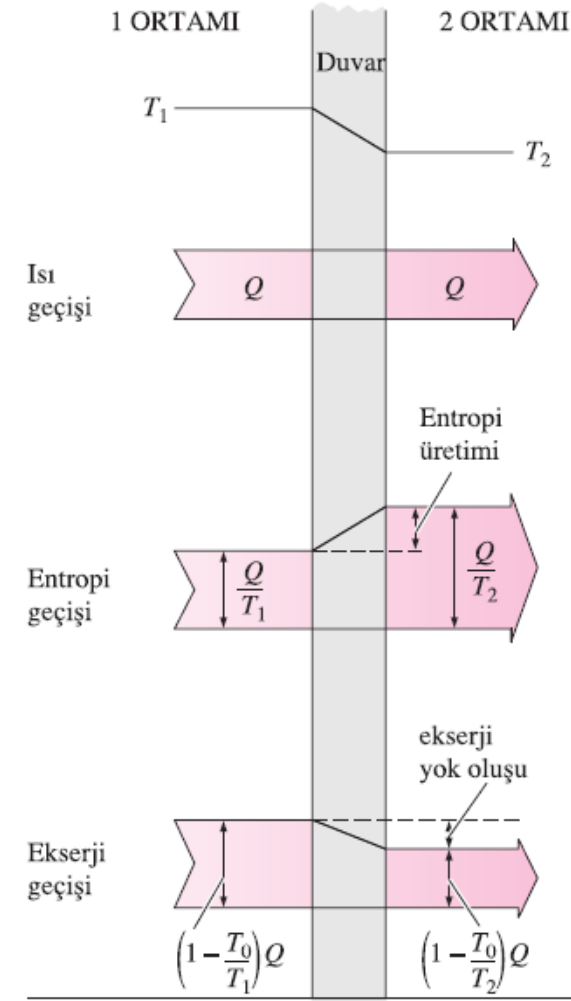
$$X_{\text{ISI}} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q$$

Sıcaklık sabit değilse



Sonlu bir sıcaklık farkında bir ısı geçişi sırasında ekserjinin yok oluşu ve ekserji geçişi

Carnot verimi $\eta_c = 1 - T_0 / T$, T sıcaklığındaki bir ısı kaynağından geçen enerjinin T_0 sıcaklığındaki bir çevrede işe dönüşebilen kısmını gösterir.



İş (W) ile Ekserji Geçişi

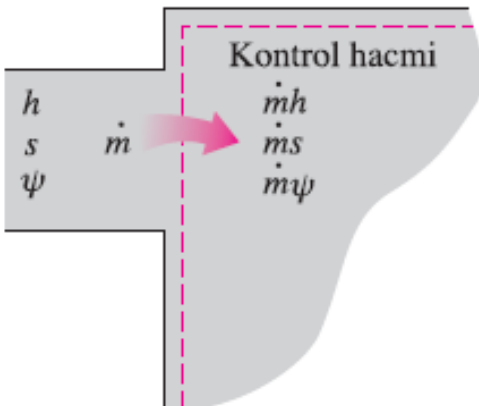
$$X_{i\dot{s}} = \begin{cases} W - W_{\text{çevre}} & (\text{sınır işi için}) \\ W & (\text{işin diğer şekilleri için}) \end{cases}$$

$$W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1)$$

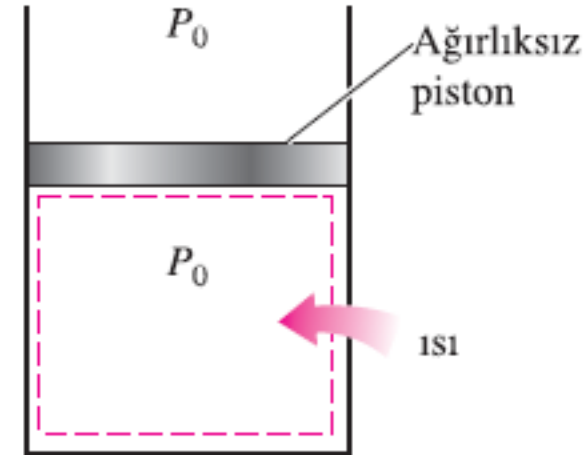
Kütle (m) ile Ekserji Geçişi

$$X_{\text{kütle}} = m\psi \quad \psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

$$\dot{X}_{\text{kütle}} = \int_{A_k} \psi \rho V_n dA_k \quad \text{ve} \quad X_{\text{kütle}} = \int \psi \delta m = \int_{\Delta t} \dot{X}_{\text{kütle}} dt$$



Kütle enerji, entropi ve ekserji içerir ve böylece bir sisteme yada sistemden kütle akışına enerji, entropi ve ekserji geçişi tarafından eşlik edilir.



Sistemin basıncı atmosfer basıncında sabit kaldığında sınır işi ile ilişkili yararlı iş geçişi yoktur.

EKSERJİNİN AZALMASI İLKESİ VE EKSERJİ YOK OLUŞU

Enerji dengesi: $E_{giren}^0 - E_{çıkan}^0 = \Delta E_{sistem} \rightarrow 0 = E_2 - E_1$

Entropi dengesi: $S_{giren}^0 - S_{çıkan}^0 + S_{üretim} = \Delta S_{sistem} \rightarrow S_{üretim} = S_2 - S_1$

$$-T_0 S_{üretim} = E_2 - E_1 - T_0(S_2 - S_1)$$

$$\begin{aligned} X_2 - X_1 &= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1)^0 - T_0(S_2 - S_1) \\ &= (E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) \end{aligned}$$

$$-T_0 S_{üretim} = X_2 - X_1 \leq 0$$

$$\Delta X_{ayrık} = (X_2 - X_1)_{ayrık} \leq 0$$

Isı, iş veya kütle geçişi yok.

Ayrık sistem

$$\Delta X_{ayrık} \leq 0$$

(veya $X_{yok olan} \geq 0$)

Ayrık sistem,
ekserjinin azalması
ilkesinin gelişiminde
göz önünde tutulur.

Bir hal değişimi boyunca ayrık bir sistemin ekserjisi her zaman azalır olarak veya sınırlı bir durum olan tersinir bir hal değişiminde sabit kalır. Başka bir deyişle, ekserji asla artmaz ve gerçek bir hal değişimi sırasında yok olur. Bu ekserjinin azalması ilkesi olarak bilinir.

Ekserji Yok Oluşu

$$X_{\text{yok olan}} = T_0 S_{\text{üretim}} \geq 0$$

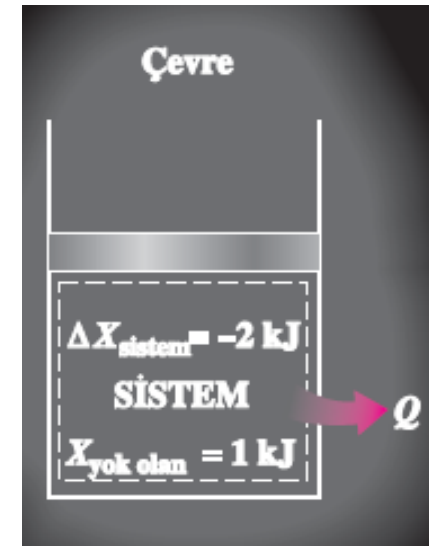
$$X_{\text{yok olan}} \begin{cases} > 0 & \text{Tersinmez hal değişimi} \\ = 0 & \text{Tersinir hal değişimi} \\ < 0 & \text{Olanaksız hal değişimi} \end{cases}$$

Yok olan ekserjinin, herhangi bir gerçek hal değişimi için pozitif bir niceliktir ve tersinir bir hal değişimi için sıfır olur.

Yok olan ekserji, kaybedilen iş potansiyelini temsil eder ve buna aynı zamanda tersinmezlik veya kayıp iş de denir.

Bir sistemin ekserji değişimi, hal değişimi, sırasında negatif olabilir mi?

Sistemden onun çevresine ısı transferini düşünün. Sistemin ve çevresinin ekserji değişimini nasıl karşılaştırırsınız?



Bir sistemin ekserji değişimi negatif olabilir, fakat ekserji yok oluşu negatif olamaz.

EKSERJİ DENGESİ: KAPALI SİSTEMLER

$$\left(\begin{array}{c} \text{Toplam} \\ \text{ekserji} \\ \text{girişi} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Toplam} \\ \text{ekserji} \\ \text{çıkışı} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Toplam} \\ \text{ekserji} \\ \text{yok oluşu} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Sistemin} \\ \text{toplam} \\ \text{ekserjisindeki} \\ \text{değişim} \end{array} \right)$$

Genel:

$$\underbrace{X_{\text{giren}} - X_{\text{çıkan}}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile net ekserji geçişi}} - \underbrace{X_{\text{yok olan}}}_{\text{Ekserji yok oluşu}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistem}}}_{\text{Ekserjideki değişim}} \quad (\text{kJ})$$

Genel, akım biçimi:

$$\underbrace{\dot{X}_{\text{giren}} - \dot{X}_{\text{çıkan}}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile net ekserji geçişi akımı}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{yok olan}}}_{\text{Ekserji yok oluşu akımı}} = \underbrace{dX_{\text{sistem}}/dt}_{\text{Ekserjideki değişim değeri}} \quad (\text{kW})$$

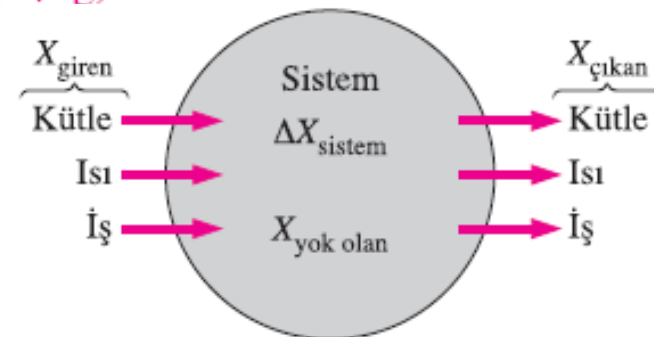
$$\dot{X}_{\text{heat}} = (1 - T_0/T)\dot{Q}, \quad \dot{X}_{\text{work}} = \dot{W}_{\text{useful}}, \quad \text{and} \quad \dot{X}_{\text{mass}} = \dot{m}\psi$$

Genel, birim kütle için:

$$(x_{\text{giren}} - x_{\text{çıkan}}) - x_{\text{yok olan}} = \Delta x_{\text{sistem}} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$X_{\text{yok olan}} = T_0 S_{\text{üretim}} \quad \text{veya} \quad \dot{X}_{\text{yok olan}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}$$

Ekserji geçişinin mekanizması



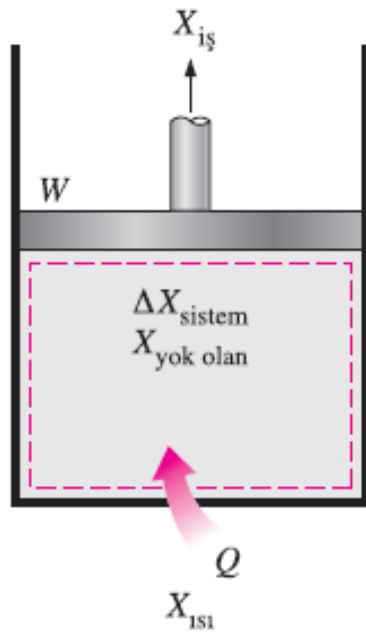
Bir hal değişimi sırasında sistemin ekserji değişimi, sistemin sınırından olan net ekserji geçişi ile tersinmezliklerin sonucu olarak sistemin sınırları içerisindeki ekserji yok oluşu arasındaki farktır.

$$\text{Kapalı sistem:} \quad X_{\text{is1}} - W_{\text{is}} - X_{\text{vok olan}} = \Delta X_{\text{sistem}}$$

$$\text{Kapalı sistem: } \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(\nu_2 - \nu_1)] - T_0 S_{\text{üretim}} = X_2 - X_1$$

k konumunda, T_k sıcaklığındaki sınırdan geçen ısı Q_k 'dir.

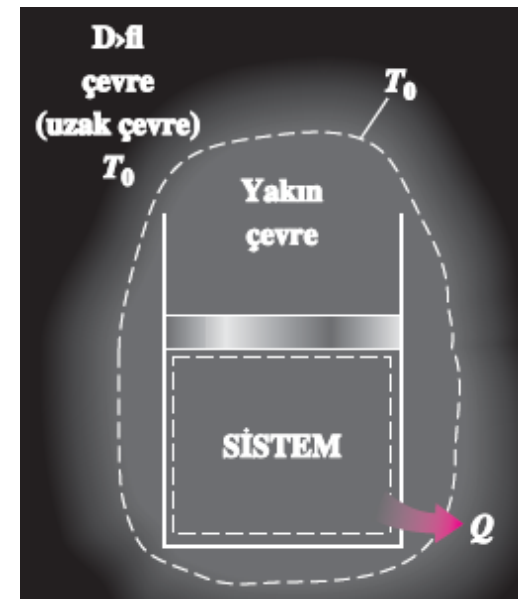
$$\text{Birim zaman için: } \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{sistem}}}{dt} \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = \frac{dX_{\text{sistem}}}{dt}$$



$$X_{\text{isi}} - X_{\text{is}} - X_{\text{yok olan}} = \Delta X_{\text{sistem}}$$

Isı transferi
sisteme ve
iş
sistemden
olduğunda
kapalı bir
sistem için
ekserji
dengesi

Sistem sınırları dışından ekserji yok oluşu sistem ve onun yakın çevresini içeren genişletilmiş bir sistemde yazılan ekserji dengesi tarafından açıklanabilir.

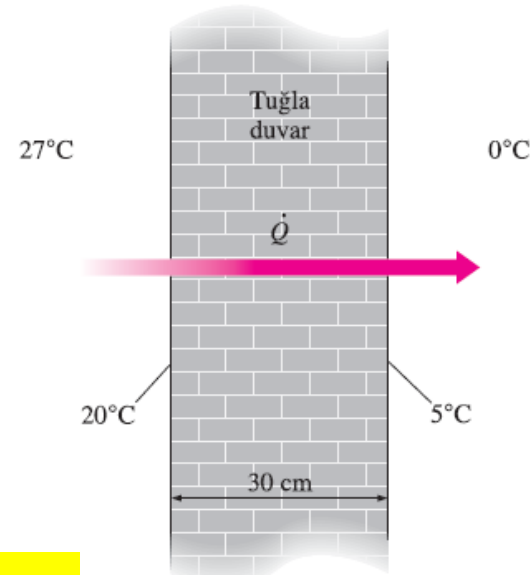


Bir sisteme doğru olan ısı geçişi ve sistem tarafından yapılan iş pozitif nicelikler olarak alınır.

Isı iletimi için ekserji dengesi

$$\underbrace{\dot{X}_{\text{giren}} - \dot{X}_{\text{çıkan}}}_{\text{Birim zamanda ısı, iş ve kütle ile net ekserji geçişi}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{yok olan}}}_{\text{Birim zamanda ekserji yokoluşu}} = \underbrace{dX_{\text{sistem}}/dt}_{\text{Birim zamanda ekserjideki değişim}} \xrightarrow{0 \text{ (sürekli)}} = 0$$

$$\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)_{\text{giren}} - \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)_{\text{çıkan}} - \dot{X}_{\text{yok olan}} = 0$$

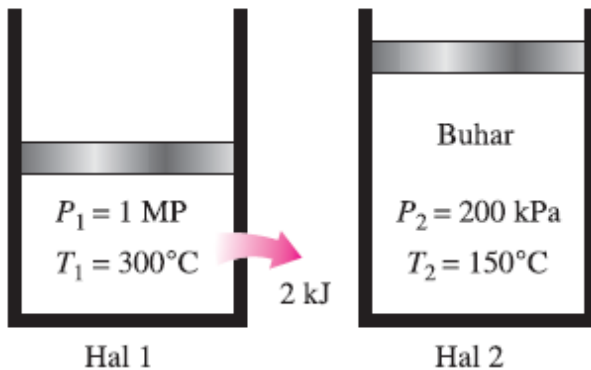


Buharın genişlemesi için ekserji dengesi

Sınırı çevre sıcaklığı T_0 'da olan **genişletilmiş sisteme** (sistem + yakın çevre) uygulanan ekserji dengesi

$$P_0 = 100 \text{ kPa}$$

$$T_0 = 25^\circ\text{C}$$



$$\underbrace{X_{\text{giren}} - X_{\text{çıkan}}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile net ekserji geçişi}} - \underbrace{X_{\text{yok olan}}}_{\text{Ekserji yok oluşu}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistem}}}_{\text{Ekserjideki değişim}}$$

$$-X_{\text{iş, çıkan}} - X_{\text{ısı, çıkan}} \xrightarrow{0} -X_{\text{yok olan}} = X_2 - X_1$$

$$X_{\text{yok olan}} = X_1 - X_2 - W_{\text{y, çıkan}}$$

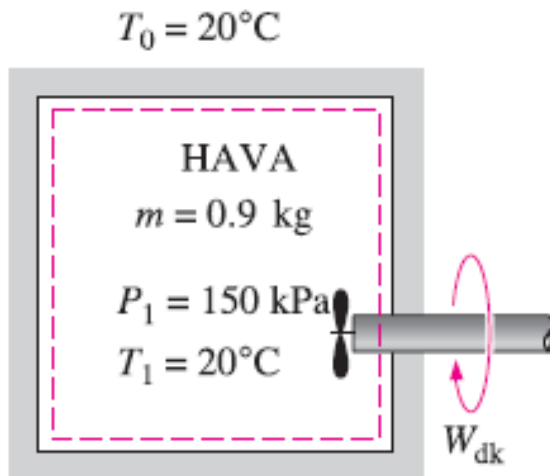
Bir hava tankı için ekserji dengesi

$$\underbrace{X_{\text{giren}} - X_{\text{çıkan}}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile net ekserji geçişi}} - \underbrace{X_{\text{yok olan}} \xrightarrow{0} 0}_{\text{Ekserji yok oluşu}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistem}}}_{\text{Ekserjideki değişim}}$$

$$W_{\text{tr, giren}} = X_2 - X_1$$

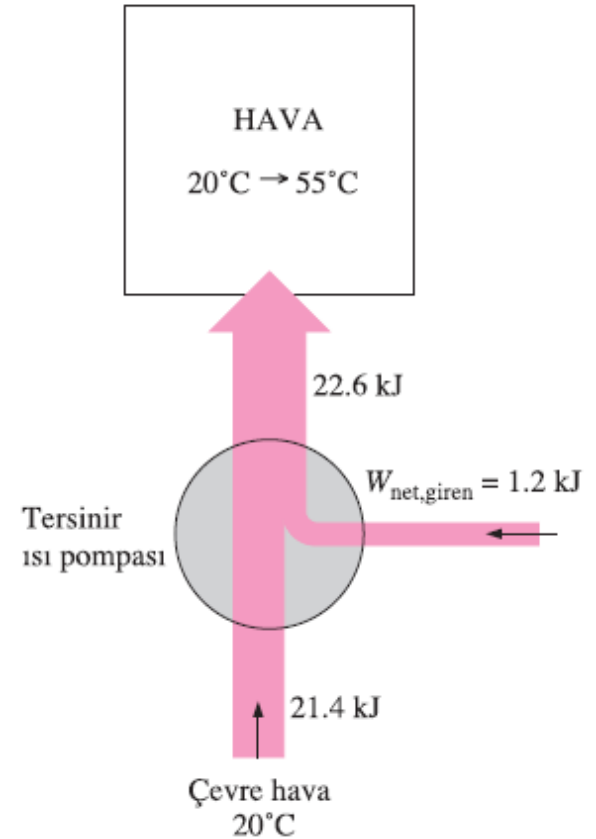
$$= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) \xrightarrow{0} - T_0(S_2 - S_1)$$

$$= (U_2 - U_1) - T_0(S_2 - S_1)$$



$$W_{\text{dk, giriş}} = \Delta U = 21.4 \text{ kJ}$$

$$W_{\text{ter, giriş}} = 1.2 \text{ kJ}$$



İzoleli tank sisteminde aynı etki işin yalnızca 1kj 'ünü tüketen tersinir bir ısı pompası tarafından başarılabilir.

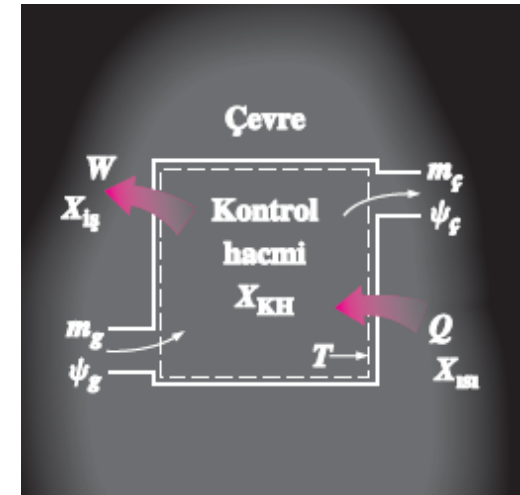
EKSERJİ DENGESİ: KONTROL HACİMLERİ

$$X_{\text{ısı}} - X_{\text{iş}} + X_{\text{kütle, giren}} - X_{\text{kütle, çıkan}} - X_{\text{yok olan}} = (X_2 - X_1)_{\text{KH}}$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] + \sum_g m\psi - \sum_{\text{ç}} m\psi - X_{\text{yok olan}} = (X_2 - X_1)_{\text{KH}}$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{KH}}}{dt}\right) + \sum_g \dot{m}\psi - \sum_{\text{ç}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{yok olan}} = \frac{dX_{\text{KH}}}{dt}$$

Bir hal değişimi sırasında kontrol hacmi içerisindeki ekserji değişim miktarı, kontrol hacmi sınırı boyunca ısı, iş ve kütle akışı yoluyla oluşan net ekserji geçiş miktarından, kontrol hacmi sınırları içerisinde ekserji yok oluş miktarının çıkarılmasına eşittir.



Ekserji, ısı ve iş geçişi gibi kütle tarafından da kontrol hacmine yada kontrol hacminden transfer edilir.

Sürekli Akışlı Sistemler için Ekserji Dengesi

Uygulamada karşılaşılan türbinler, kompresörler, lüleler, yayıcılar, ısı değiştiriciler, borular, ve kanallar gibi kontrol hacimlerinin çoğu sürekli olarak çalışır ve böylece hacimlerinde olduğu gibi kütlelerinde, enerjilerinde, entropilerinde ve ekserji içeriklerinde hiçbir değişikliğe uğramazlar. Bu nedenle, bu tür sistemler için $dV_{CV}/dt = 0$ ve dX_{CV}/dt yazılabilir.

$$\text{Sürekli akış: } \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_g \dot{m} \psi - \sum_{\text{ç}} \dot{m} \psi - \dot{X}_{\text{yok olan}} = 0$$

$$\text{Tek akım: } \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) - \dot{X}_{\text{yok olan}} = 0$$

$$\psi_1 - \psi_2 = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$$

$$\text{Birim kütle: } \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) q_k - w + (\psi_1 - \psi_2) - x_{\text{yok olan}} = 0 \quad (\text{kJ/kg})$$



Sürekli akışlı bir sisteme ekserji transferi ondan ekserji transferine ve de ekserji yok oluşuna eşittir.

Tersinir İş, W_{tr}

Yukarıda verilen ekserji dengesi bağıntıları, ekserji yok oluşu sıfıra eşitlenerek, tersinir işi (W_{tr}) belirlemek için kullanılabilir. Bu durumda W işi, *tersinir iş haline gelir*.

Genel: $X_{yok\ olan} = 0$ olduğunda $W = W_{tr}$

Tek akım: $\dot{W}_{tr} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k \quad (\text{kW})$

Adyabatik, tek akım: $\dot{W}_{tr} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2)$

Ekserji yok oluşunun, sadece tersinir bir hal değişimi için sıfır olduğuna ve tersinir işin, türbinler gibi iş üreten düzenekler için en fazla iş çıktısını ve kompresörler gibi iş tüketen düzenekler için en az iş çıktısını temsil ettiğine dikkat edilmelidir.

Sürekli Akışlı Düzeneklerin İkinci Yasa Verimliliği, η_{II}

Çeşitli sürekli akışlı düzeneklerin ikinci yasa verimleri, genel tanım olan $\eta_{II} = (\text{elde edilen ekserji}) / (\text{sağlanan ekserji})$ bağıntısından belirlenebilir. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri göz ardı edildiği zaman, adyabatik türbinin ikinci yasa verimi:

$$\eta_{II, \text{türbin}} = \frac{w}{w_{tr}} = \frac{h_1 - h_2}{\psi_1 - \psi_2} \quad \text{veya} \quad \eta_{II, \text{türbin}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}}{\psi_1 - \psi_2}$$

Türbin

$$\eta_{II, \text{komp.}} = \frac{w_{tr, \text{giren}}}{w_{\text{giren}}} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1} \quad \text{or} \quad \eta_{II, \text{komp.}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}}{h_2 - h_1}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = s_2 - s_1$$

Kompresör

$$\eta_{II, \text{ısı değıştiricisi}} = \frac{\dot{m}_{\text{soğuk}}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{\text{sıcak}}(\psi_1 - \psi_2)} \quad \text{veya} \quad \eta_{II, \text{ısı değıştiricisi}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}}{\dot{m}_{\text{sıcak}}(\psi_1 - \psi_2)}$$

Isı değıştirici

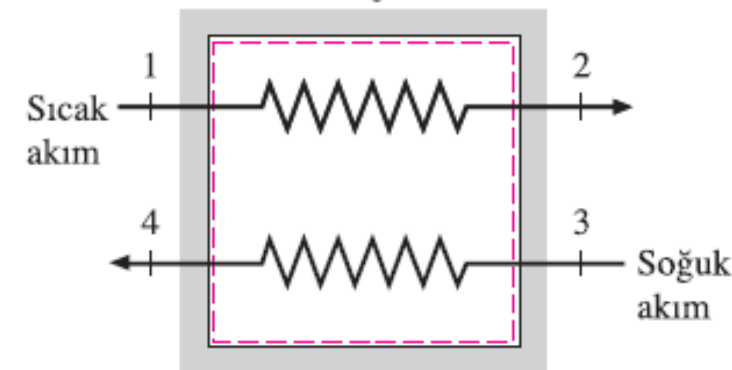
T_0

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_{\text{sıcak}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{soğuk}}(s_4 - s_3)$$

Karışma odası

$$\eta_{II, \text{karışım}} = \frac{\dot{m}_3 \psi_3}{\dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_2 \psi_2} \quad \text{veya} \quad \eta_{II, \text{karışım}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}}{\dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_2 \psi_2}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad \text{ve} \quad \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1$$



İki karışmayan akışlı ısı değıştiricisi

Örnekler

Örnek 8-1

Şekil'de verilen ve 12 m çapında döner kanadı olan bir rüzgar türbini, rüzgarın sürekli olarak ortalama 10 m/s hız ile estiği bir bölgede kurulmak istenmektedir. Rüzgar türbini tarafından üretililecek en fazla gücü hesaplayınız.

Kabuller Hava, 1 atm basınç ve 25°C sıcaklıkta standart koşullardadır ve bu koşullardaki havanın yoğunluğu 1.18 kg/m³ değerinde alınabilir.

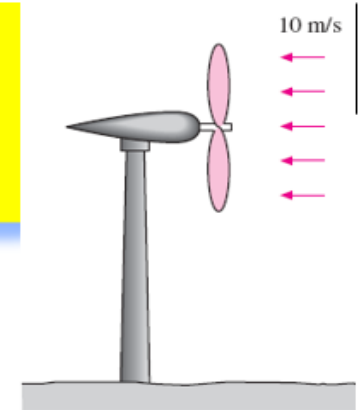
$$ke_1 = \frac{V_1^2}{2} = \frac{(10 \text{ m/s})^2}{2} \left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2} \right) = 0.05 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m} = \rho A V_1 = \rho \frac{\pi D^2}{4} V_1 = (1.18 \text{ kg/m}^3) \frac{\pi (12 \text{ m})^2}{4} (10 \text{ m/s}) = 1335 \text{ kg/s}$$

$$\text{En fazla güç} = \dot{m}(ke) = (1335 \text{ kg/s}) (0.05 \text{ kJ/kg}) = \mathbf{66.8 \text{ kW}}$$

Rüzgar türbinlerinin dönüşüm verimi %25 kabul edilirse, 16.7 kW elektrik üretebilecektir..

En fazla güç için, bir rüzgar türbininin en yüksek verimliliği, %59 civarındadır. Uygulamada, gerçek verimlilik %20 ile %40 arasında değişmekte ve pek çok rüzgar türbini için %35 civarında olmaktadır.



Örnek 8-2

Sürekli olarak 1100 K sıcaklıkta ve 3000 kW güçte ısı geçişli yapabilen bir büyük fırını ele alınız ve ısı geçişli ile ilgili ekserji akış akımını hesaplayınız. Çevre sıcaklığı 25°C değerinde alınabilir.

Tersinir ısı makinasının ısı verimi

$$\eta_{\text{ısıl, maks}} = \eta_{\text{ısıl, tr}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_0}{T_H} = 1 - \frac{298 \text{ K}}{1100 \text{ K}} = 0.729 \text{ (veya \%72.9)}$$

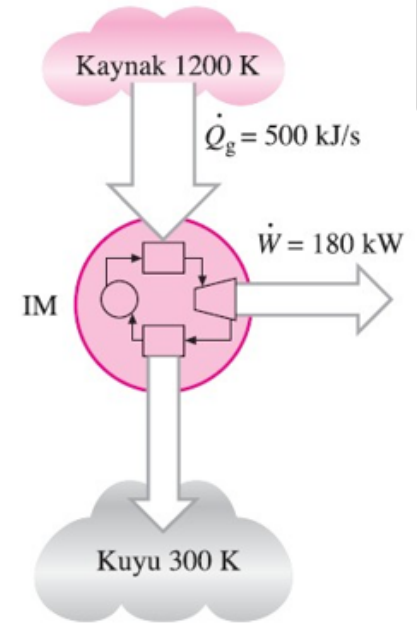
$$\dot{W}_{\text{maks}} = \dot{W}_{\text{tr}} = \eta_{\text{ısıl, tr}} \dot{Q}_g = (0.729) (3000 \text{ kW}) = \mathbf{2187 \text{ kW}}$$

Fırından olan ısı geçişinin %27.1 kadarının iş yapmak için kullanılamayacağı gözönüne alınmalıdır. Enerjinin işe dönüştürülemeyen bu bölümüne kullanılamayan enerji adı verilir. Kullanılamayan enerji, belirli bir haldeki sistemin toplam enerjisi ile bu enerjinin ekserjisi arasındaki farktır.

Örnek 8-3

Şekilde 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 ısı verim tanımından kolaylıkla hesaplanabilir:



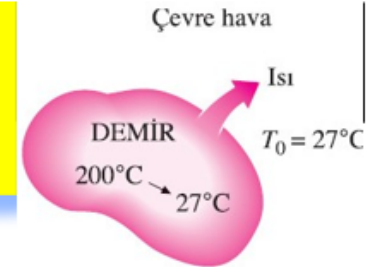
$$\dot{W}_{tr} = \eta_{ısıl,tr} \dot{Q}_g = \left(1 - \frac{T_{kuyu}}{T_{kaynak}}\right) \dot{Q}_g = \left(1 - \frac{300 \text{ K}}{1200 \text{ K}}\right) (500 \text{ kW}) = \mathbf{375 \text{ kW}}$$

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr,\zeta} - \dot{W}_{y,\zeta} = 375 - 180 = \mathbf{195 \text{ kW}}$$

Bu sonuç, gerçek çevrimde 195 kW değerinde bir güç potansiyelinin tersinmezlikler nedeniyle kaybolduğunu göstermektedir. Düşük sıcaklıktaki ısı deposuna geçen $500 - 375 = 125 \text{ kW}$ ısınn işe dönüştürülmesi zaten olanaksızdır ve tersinmezlik sayılmaması gerekir.

Örnek 8-4

500 kg kütlesi olan bir demir külçe başlangıçta 200 °C sıcaklıkta olup, daha sonra ısı geçişi sonucu 27 °C sıcaklıktaki çevre havayla ısı dengeye gelmektedir. Bu hal değişimi için tersinir işi ve tersinmezliği hesaplayın.



$$\delta W_{\text{tr}} = \eta_{\text{ısı, tr}} \delta Q_g = \left(1 - \frac{T_{\text{kuyu}}}{T_{\text{kaynak}}}\right) \delta Q_g = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q_g$$

$$W_{\text{tr}} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q_g$$

$$-\delta Q_{\text{ç}} = dU = mc_{\text{ort}} dT$$

$$\delta Q_{g, \text{ısı makinası}} = \delta Q_{\text{ç, sistem}} = -mc_{\text{ort}} dT$$

$$\begin{aligned} W_{\text{tr}} &= \int_{T_1}^{T_0} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) (-mc_{\text{ort}} dT) = mc_{\text{ort}} (T_1 - T_0) - mc_{\text{ort}} T_0 \ln \frac{T_1}{T_0} \\ &= (500 \text{ kg})(0.45 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \left[(473 - 300) \text{ K} - (300 \text{ K}) \ln \frac{473 \text{ K}}{300 \text{ K}} \right] \\ &= \mathbf{8191 \text{ kJ}} \end{aligned}$$

Bu hal değişimi için tersinmezlik, tersinmezlik tanımından;

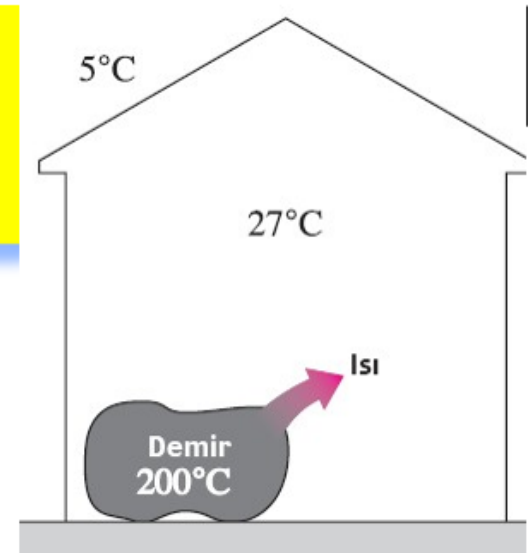
$$I = W_{\text{tr}} - W_y = 8191 - 0 = \mathbf{8191 \text{ kJ}}$$

Örnek 8-5

Örnek 8-4 ile verilen demir külçe, dış sıcaklığın 5°C olduğu bir günde, bir binayı 27°C sıcaklıkta tutmak için kullanılacaktır. Demir külçenin 27°C sıcaklığa kadar soğuması sırasında, binaya verilebilecek en fazla ısı miktarını hesaplayınız.

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (278 \text{ K})/(300 \text{ K})} = 13.6$$

$$(30734 + 111398) \text{ kJ} = 142132 \text{ kJ} \approx \mathbf{142 \text{ MJ}}$$



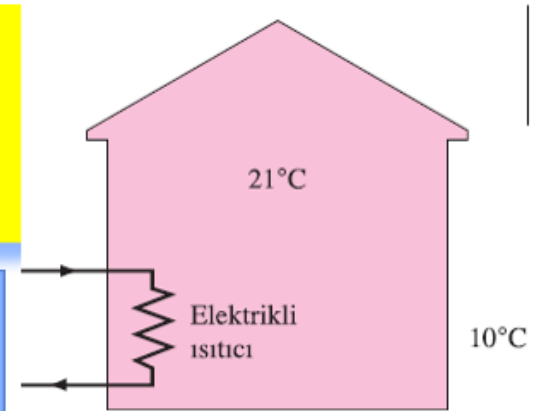
Başka bir deyişle, ısı pompası iş olarak tükettiği miktarın 13.6 katını binaya ısı olarak verebilir. Bu durumda ısı pompası 8191 kJ iş tüketir ve iç ortama $8191 \times 13.6 = 111398$ kJ ısı verir. Böylece sıcak demir külçesinin binanın iç ortamına,

Tersinir ısı makinası demir külçeyle binanın iç ortamı yerine, demir külçenin sıcaklığı 27°C olana kadar, demir külçeyle dış ortam arasında çalıştırılırdı sonuç ne olurdu? Binanın iç ortamına verilen ısı yine 142132 kJ değerinde olur muydu? Size bir ipucu: Her iki durumda da ilk ve son haller aynıdır ve tersinmezlik sıfırdır.

Örnek 8-6

Bir satıcı gazeteğe verdiği ilanda, evler için, yüzde 100 verimle çalışan elektrikli ısıtıcılar sattığını duyurmaktadır. iç ortam sıcaklığının 21 °C, dış ortam sıcaklığının 10 °C olduğunu kabul ederek, ısıtıcıların ikinci yasa verimini hesaplayın.

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.



Tersinir bir ısı pompasının etkinlik katsayısı;

$$\text{COP}_{\text{IP, tr}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (283 \text{ K})/(294 \text{ K})} = 26.7$$

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{tr}}} = \frac{1.0}{26.7} = \mathbf{0.037 \text{ veya } \%3.7}$$

Bu değer pek etkileyici değildir. Satıcı bu değeri görmekten hoşlanmayacaktır. Elektrikğin yüksek fiyatı gözönüne alınırsa, tüketicinin, verimi daha 'az' da olsa bir doğal gaz ısıtıcısı kullanması daha kazançlı olacaktır.

Örnek 8-7

200 m³ hacmindeki kapalı bir kapta, 1 MPa basınç ve 300 K sıcaklıkta sıkıştırılmış hava vardır. Çevre koşulları 100 kPa ve 300 K ise, havadan sağlanabilecek iş potansiyelini hesaplayınız.



Kabuller 1 Hava mükemmel gazdır çünkü kritik nokta değerlerine göre yüksek sıcaklıkta ve düşük basınçtadır. 2 Kinetik ve potansiyel enerjiler göz ardı edilmiştir.

$$m_1 = \frac{P_1 V}{RT_1} = \frac{(1000 \text{ kPa})(200 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K})} = 2323 \text{ kg}$$

Sıkıştırılmış havanın ekserji içeriği aşağıda verildiği gibi hesaplanabilir:

$$\begin{aligned} X_1 &= m\phi_1 \\ &= m \left[(u_1 - u_0)^{\rightarrow 0} + P_0(\nu_1 - \nu_0) - T_0(s_1 - s_0) + \frac{V_1^2}{2}^{\rightarrow 0} + gz_1^{\rightarrow 0} \right] \\ &= m[P_0(\nu_1 - \nu_0) - T_0(s_1 - s_0)] \end{aligned}$$

$$P_0(\nu_1 - \nu_0) = P_0 \left(\frac{RT_1}{P_1} - \frac{RT_0}{P_0} \right) = RT_0 \left(\frac{P_0}{P_1} - 1 \right) \quad (\text{çünkü } T_1 = T_0)$$

$$T_0(s_1 - s_0) = T_0 \left(c_p \ln \frac{T_1}{T_0} - R \ln \frac{P_1}{P_0} \right) = -RT_0 \ln \frac{P_1}{P_0} \quad (\text{çünkü } T_1 = T_0)$$

$$\begin{aligned}
 \phi_1 &= RT_0 \left(\frac{P_0}{P_1} - 1 \right) + RT_0 \ln \frac{P_1}{P_0} = RT_0 \left(\ln \frac{P_1}{P_0} + \frac{P_0}{P_1} - 1 \right) \\
 &= (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K}) \left(\ln \frac{1000 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} + \frac{100 \text{ kPa}}{1000 \text{ kPa}} - 1 \right) \\
 &= 120.76 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Ekserji içeriğinin değeri ise aşağıda verildiği gibidir:

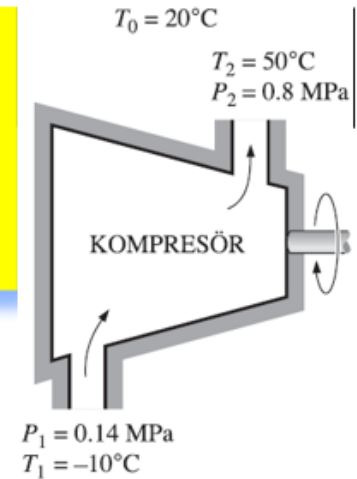
$$X_1 = m_1 \phi_1 = (2323 \text{ kg})(120.76 \text{ kJ/kg}) = 280525 \text{ kJ} \cong \mathbf{281 \text{ MJ}}$$

Sistemin iş potansiyeli 280525 kJ değerindedir ve verilen çevre koşullarında kaptaki depolanmış sıkıştırılmış havadan sağlanabilecek en fazla yararlı iş 280525 kJ'dür.

Örnek 8-8

Soğutucu-134a, 0.14 MPa basınç ve 10°C sıcaklıktan, 0.8 MPa basınç ve 50°C sıcaklığa bir kompresör yardımı ile sürekli akışlı olarak sıkıştırılmaktadır. Çevre koşullarını 20°C ve 95 kPa alarak, soğutucunun bu hal değişimi sırasındaki ekserji değişimini ve soğutucunun her birim kütlesi için kompresöre sağlanması gereken en az iş girdisini hesaplayınız.

Kabuller 1 Sürekli akışlı işletme koşulları vardır.
2 Kinetik ve potansiyel enerjiler gözardı edilmiştir.



Soğutucunun giriş ve çıkış hallerindeki özellikleri

<i>Giriş hali:</i>	$\left. \begin{array}{l} P_1 = 0.14 \text{ MPa} \\ T_1 = -10^\circ\text{C} \end{array} \right\}$	$\begin{array}{l} h_1 = 246.36 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 0.9724 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$
<i>Çıkış hali:</i>	$\left. \begin{array}{l} P_2 = 0.8 \text{ MPa} \\ T_2 = 50^\circ\text{C} \end{array} \right\}$	$\begin{array}{l} h_2 = 286.69 \text{ kJ/kg} \\ s_2 = 0.9802 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$

Sıkıştırma işlemi sırasındaki soğutucunun ekserji değişimi,

$$\begin{aligned}\Delta\psi &= \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \nearrow^0 + g(z_2 - z_1) \nearrow^0 \\ &= (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) \\ &= (286.69 - 246.36) \text{ kJ/kg} - (293 \text{ K})[(0.9802 - 0.9724) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}] \\ &= \mathbf{38.0 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

Sıkıştırma işlemi sırasında soğutucunun ekserji artışı 38.0 kJ/kg olacaktır.

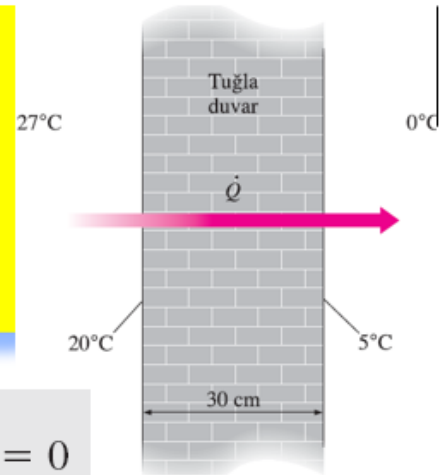
Bu nedenle, soğutucunun ekserjisindeki artış, kompresöre sağlanması gereken en az işe eşittir:

$$w_{\text{giren, en az}} = \psi_2 - \psi_1 = \mathbf{38.0 \text{ kJ/kg}}$$

0.8 MPa basınç ve 50°C sıcaklıkta sıkıştırılmış olan soğutucu, aynı çevre koşullarındaki bir türbin ile tersinir bir biçimde 0.14 MPa basınç ve -10°C sıcaklığa genişletilirse, 38.0 kJ/kg değerinde iş üretilir.

Örnek 8-10

Bir binadaki 5 m x 6 m boyutunda ve 30 cm kalınlığındaki bir tuğladan ısı geçişi olduğunu düşünelim. Dış sıcaklığın 0°C olduğu bir günde binanın iç sıcaklığın 27°C'de tutulmaktadır. Tuğla duvarın iç ve dış yüzey sıcaklıkları sırasıyla 20°C ve 5°C olarak ölçülmüştür ve duvardan ısı geçişi 1035 W değerindedir. Duvardaki ekserji yok oluşu akımını ve bu ısı geçişi işlemi ile ilişkili olarak toplam ekserji yok oluşu akımını hesaplayınız.



$$\underbrace{\dot{X}_{\text{giren}} - \dot{X}_{\text{çıkan}}}_{\text{Isı, iş ve kütle ile net ekserji geçişi akımı}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{yok olan}}}_{\text{Ekserji yok oluşu akımı}} = \underbrace{dX_{\text{sistem}}/dt}_{\text{Ekserjideki değişim değeri}} \xrightarrow{0 \text{ (sürekli)}} = 0$$

$$\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)_{\text{giren}} - \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)_{\text{çıkan}} - \dot{X}_{\text{yok olan}} = 0$$

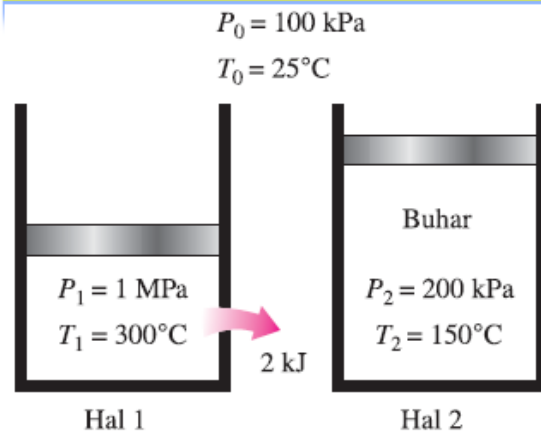
$$(1035 \text{ W}) \left(1 - \frac{273 \text{ K}}{293 \text{ K}} \right) - (1035 \text{ W}) \left(1 - \frac{273 \text{ K}}{278 \text{ K}} \right) - \dot{X}_{\text{yok olan}} = 0$$

$$\dot{X}_{\text{yok olan}} = \mathbf{52.0 \text{ W}}$$

$$\dot{X}_{\text{yok olan, toplam}} = (1035 \text{ W}) \left(1 - \frac{273 \text{ K}}{300 \text{ K}} \right) - (1035 \text{ W}) \left(1 - \frac{273 \text{ K}}{273 \text{ K}} \right) = \mathbf{93.2 \text{ W}}$$

Örnek 8-11

Bir piston-silindir düzeneği, 1 MPa basınç ve 300°C sıcaklıkta 0.05 kg buhar içermektedir. Buhar, iş yaparak son hali olan 200 kPa basınç ve 150°C sıcaklığa genişlemektedir. Sistemden yakın çevreye olan ısı kaybı, bu hal değişimi süresince 2 kJ olarak tahmin edilmektedir. Çevrenin sıcaklığının $T_0=25^\circ\text{C}$ ve basıncının $P_0=100$ kPa olduğunu varsayarak (a) buharın ilk ve son haldeki ekserjisini, (b) buharın ekserji değişimini, (c) ekserji yok oluşunu ve (d) bu hal değişimi için ikinci yasa verimliliğini hesaplayınız.



(a) Buharın ilk ve son hallerdeki özellikleri

$$\text{Hal 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 1 \text{ MPa} \\ T_1 = 300^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} u_1 = 2793.7 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = 0.25799 \text{ m}^3/\text{kg} \\ s_1 = 7.1246 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$\text{Hal 2: } \left. \begin{array}{l} P_2 = 200 \text{ kPa} \\ T_2 = 150^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} u_2 = 2577.1 \text{ kJ/kg} \\ v_2 = 0.95986 \text{ m}^3/\text{kg} \\ s_2 = 7.2810 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$\text{Ölü hal: } \left. \begin{array}{l} P_0 = 100 \text{ kPa} \\ T_0 = 25^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} u_0 \cong u_f @ 25^\circ\text{C} = 104.83 \text{ kJ/kg} \\ v_0 \cong v_f @ 25^\circ\text{C} = 0.00103 \text{ m}^3/\text{kg} \\ s_0 \cong s_f @ 25^\circ\text{C} = 0.3672 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

İlk hal X_1 ve son hal X_2 'deki sistemin ekserjileri,

$$\begin{aligned} X_1 &= m[(u_1 - u_0) - T_0(s_1 - s_0) + P_0(v_1 - v_0)] \\ &= (0.05 \text{ kg})\{(2793.7 - 104.83) \text{ kJ/kg} \\ &\quad - (298 \text{ K})[(7.1246 - 0.3672) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}] \\ &\quad + (100 \text{ kPa})[(0.25799 - 0.00103) \text{ m}^3/\text{kg}]\}(\text{kJ/kPa} \cdot \text{m}^3) \\ &= \mathbf{35.0 \text{ kJ}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X_2 &= m[(u_2 - u_0) - T_0(s_2 - s_0) + P_0(v_2 - v_0)] \\ &= (0.05 \text{ kg})\{(2577.1 - 104.83) \text{ kJ/kg} \\ &\quad - (298 \text{ K})[(7.2810 - 0.3672) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}] \\ &\quad + (100 \text{ kPa})[(0.95986 - 0.00103) \text{ m}^3/\text{kg}]\}(\text{kJ/kPa} \cdot \text{m}^3) \\ &= \mathbf{25.4 \text{ kJ}} \end{aligned}$$

(b) Bir hal değişimi, son hal değişimi ile ilk hal değişimindeki ekserjilerin arasındaki farktır:

$$\Delta X = X_2 - X_1 = 25.4 - 35.0 = \mathbf{-9.6 \text{ kJ}}$$

Hal 1 ve 2 arasındaki tersinir biçimde gerçekleştirilirse, sistem 9.6 kJ değerinde yararlı iş üretir.

(c) Bu hal değişimi sırasındaki toplam ekserji yok oluşu,

$$\begin{aligned} -X_{i\dot{s}, \text{çıkan}} - X_{i\dot{s}l, \text{çıkan}} \xrightarrow{0} -X_{\text{yok olan}} &= X_2 - X_1 \\ X_{\text{yok olan}} &= X_1 - X_2 - W_{y, \text{çıkan}} \end{aligned}$$

$$-Q_{\text{çıkan}} - W_{s, \text{çıkan}} = \Delta U$$

$$\begin{aligned} W_{s, \text{çıkan}} &= -Q_{\text{çıkan}} - \Delta U = -Q_{\text{çıkan}} - m(u_2 - u_1) \\ &= -(2 \text{ kJ}) - (0.05 \text{ kg})(2577.1 - 2793.7) \text{ kJ/kg} \\ &= 8.8 \text{ kJ} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_y &= W - W_{\text{çevre}} = W_{s, \text{çıkan}} - P_0(V_2 - V_1) = W_{s, \text{çıkan}} - P_0 m(v_2 - v_1) \\ &= 8.8 \text{ kJ} - (100 \text{ kPa})(0.05 \text{ kg})[(0.9599 - 0.25799) \text{ m}^3/\text{kg}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 5.3 \text{ kJ} \end{aligned}$$

$$X_{\text{yok olan}} = X_1 - X_2 - W_{y, \text{çıkan}} = 35.0 - 25.4 - 5.3 = \mathbf{4.3 \text{ kJ}}$$

Ekserji yok oluşu aşağıda verildiği gibi de belirlenebilir:

$$\begin{aligned} X_{\text{yok olan}} &= T_0 S_{\text{üretim}} = T_0 \left[m(s_2 - s_1) + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_0} \right] \\ &= (298 \text{ K}) \left\{ (0.05 \text{ kg})[(7.2810 - 7.1246) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}] + \frac{2 \text{ kJ}}{298 \text{ K}} \right\} \\ &= 4.3 \text{ kJ} \end{aligned}$$

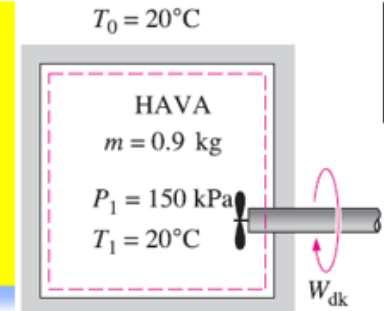
(d) Buharın ekserjisindeki azalmanın, elde edilen ekserji olduğu ve yararlı iş çıktısının geri kazanılan ekserji olduğu dikkate alınır, bu sistemin ikinci yasa verimliliği aşağıda verilen eşitlikten belirlenebilir:

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{geri kazanılan ekserji}}{\text{elde edilen ekserji}} = \frac{W_y}{X_1 - X_2} = \frac{5.3}{35.0 - 25.4} = \mathbf{0.552 \text{ veya } \%55.2}$$

Buharın iş potansiyelinin %44.8 kadarı bu hal değişimi sırasında harcanmaktadır.

Örnek 8-12

Yalıtılmış kapalı bir kaptaki 20°C sıcaklık ve 150 kPa basınçta 0.9 kg hava bulunmaktadır. Kap içinde bulunan döner kanat, kap içindeki sıcaklık 55°C sıcaklığa artıncaya kadar bir dış güç kaynat ile döndürülüyor. Çevre hava sıcaklığı $T_0=20^\circ\text{C}$ ise, bu hal değişimi için (a) ekserji yok oluşunu ve (b) tersinir işi hesaplayınız.



- Kabuller**
- 1 Hava mükemmel gaz gibi davranır ve özgül ısılar sabit alınabilir.
 - 2 Kinetik ve potansiyel enerjiler göz ardı edilmiştir.
 - 3 Kapalı kabın hacmi sabittir ve bundan dolayı sınır işi yoktur.
 - 4 Kap iyi yalıtılmıştır ve bundan dolayı ısı geçişi yoktur.

(a) ekserji yok oluşu

$$0 + S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{sistem}} = m \left(c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{V_2}{V_1} \right)$$
$$S_{\text{üretim}} = mc_v \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$X_{\text{yok olan}} = T_0 S_{\text{üretim}} = T_0 mc_v \ln \frac{T_2}{T_1}$$
$$= (293 \text{ K})(0.9 \text{ kg})(0.718 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}) \ln \frac{328 \text{ K}}{293 \text{ K}}$$
$$= \mathbf{21.4 \text{ kJ}}$$

(b) En az iş girdisi olan $W_{tr, giren}$, tersinir işi gösterir ve ekserji yok oluşunun sıfıra eşitlenmesi ile ekserji dengesinden hesaplanabilir:

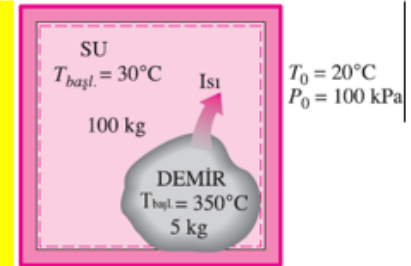
$$\begin{aligned}W_{tr, giren} &= X_2 - X_1 \\&= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) \overset{0}{\nearrow} - T_0(S_2 - S_1) \\&= (U_2 - U_1) - T_0(S_2 - S_1)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}W_{tr, giren} &= mc_v(T_2 - T_1) - T_0(S_2 - S_1) \\&= (0.9 \text{ kg})(0.718 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(55 - 20)^\circ\text{C} - 21.4 \text{ kJ} \\&= (22.6 - 21.4) \text{ kJ} \\&= \mathbf{1.2 \text{ kJ}}\end{aligned}$$

Böylece bütün tersinmezlikler yok sayıldığında, sadece 1.2 kJ'lük bir iş girdisi, bu hal değişimini başarmak için yeterli olacaktır.

Örnek 8-13

Başlangıçta sıcaklığı 350°C olan 5 kg kütleinde bir demir külçe içinde 30°C sıcaklıkta 100 kg su bulunan yalıtılmış kabin içine bırakılmaktadır. Kaptan buharlaşan suyun yeniden yoğunlaşarak kaba döndüğünü kabul ederek ve çevre sıcaklığını 20°C ve basıncını 100 kPa alarak, (a) son haldeki denge sıcaklığını, (b) bileşik sistemin ilk ve son hallerdeki ekserjisini ve (c) hal değişimi sırasında yitirilen iş potansiyelini hesaplayınız.



Kabuller 1 Su ve demir külçe sıkıştırılamaz maddelerdir.

2 Su ve demir külçe için, oda sıcaklığında sabit özgül ısılar kullanılabilir.

3 Sistem hareketsizdir ve kinetik ve potansiyel enerji değişimleri sıfırdır $6KE=6PE=0$.

4 Elektrik, mil veya diğer iş şekilleri yoktur.

5 Sistem iyi yalıtılmıştır ve böylece ısı geçişi yoktur.

(a) Hal değişimi sırasında sistemden enerji çıkışı ve girişi yoktur ve enerji dengesinden;

$$0 = \Delta U$$

$$0 = (\Delta U)_{\text{demir}} + (\Delta U)_{\text{su}}$$

$$0 = [mc (T_{\text{son}} - T_{\text{başl.}})]_{\text{demir}} + [mc (T_{\text{son}} - T_{\text{başl.}})]_{\text{su}}$$

$$0 = (5 \text{ kg})(0.45 \text{ kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{C})(T_{\text{son}} - 350^{\circ}\text{C}) \\ + (100 \text{ kg})(4.18 \text{ kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{C})(T_{\text{son}} - 30^{\circ}\text{C})$$

$$T_{\text{son}} = 31.7^{\circ}\text{C}$$

(b) bileşik sistemin ilk ve son hallerdeki ekserjisi

$$\begin{aligned} X &= (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(V - V_0) \\ &= mc(T - T_0) - T_0 mc \ln \frac{T}{T_0} + 0 \\ &= mc \left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) \end{aligned}$$

İlk hal için ekserjiler

$$X_{l, \text{demir}} = (5 \text{ kg})(0.45 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \left[(623 - 293) \text{ K} - (293 \text{ K}) \ln \frac{623 \text{ K}}{293 \text{ K}} \right] = 245.2 \text{ kJ}$$

$$X_{l, \text{su}} = (100 \text{ kg})(4.18 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \left[(303 - 293) \text{ K} - (293 \text{ K}) \ln \frac{303 \text{ K}}{293 \text{ K}} \right] = 69.8 \text{ kJ}$$

$$X_{l, \text{toplam}} = X_{l, \text{demir}} + X_{l, \text{su}} = (245.2 + 69.8) \text{ kJ} = \mathbf{315 \text{ kJ}}$$

Benzer şekilde, son haldeki ekserjiler

$$X_{2, \text{demir}} = 0.5 \text{ kJ}$$

$$X_{2, \text{su}} = 95.1 \text{ kJ}$$

$$X_{2, \text{toplam}} = X_{2, \text{demir}} + X_{2, \text{su}} = 0.5 + 95.1 = \mathbf{95.6 \text{ kJ}}$$

(c) hal değişimi sırasında yitirilen iş potansiyeli

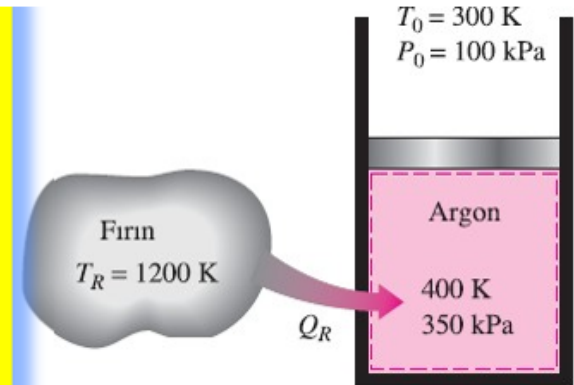
$$0 - X_{\text{yok olan}} = X_2 - X_1$$

$$X_{\text{yok olan}} = X_1 - X_2 = 315 - 95.6 = \mathbf{219.4 \text{ kJ}}$$

219.4 kJ'lük işin, demiri 350°C sıcaklıktan 31.7°C sıcaklığa soğutarak ve suyu 30°C sıcaklıktan 31.7°C sıcaklığa ısıtarak üretilbileceği dikkate alınmalıdır.

Örnek 8-14

Sürtünmesiz bir piston-silindir düzeneğinde başlangıçta 400 K sıcaklık ve 350 kPa basınçta 0.01 m³ argon gazı bulunmaktadır. Daha sonra argona 1200 K sıcaklıktaki bir fırından ısı geçişi olmakta ve argon, hacmi iki katı oluncaya kadar izotermal olarak genişlemektedir. Argonla 300 K sıcaklıkta ve 100 kPa basınçtaki atmosfer koşullarındaki çevre hava arasında ısı geçişi yoktur. Bu hal değişimi için (a) yararlı iş çıktısını, (b) ekserji yok oluşunu ve (c) tersinir işi hesaplayınız..



(a) Bu izotermal hal değişimi sırasında gerçekleşen tek iş,

$$W = W_s = \int_1^2 P dV = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = (350 \text{ kPa})(0.01 \text{ m}^3) \ln \frac{0.02 \text{ m}^3}{0.01 \text{ m}^3} \\ = 2.43 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3 = 2.43 \text{ kJ}$$

$$W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1) = (100 \text{ kPa})[(0.02 - 0.01) \text{ m}^3] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) = 1 \text{ kJ}$$

Yararlı iş, ikisi arasındaki farktır:

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = 2.43 - 1 = \mathbf{1.43 \text{ kJ}}$$

$$Q_{\text{giren}} - W_{s,\text{çıkan}} = \Delta U = mc_v \Delta T \overset{0}{=} 0$$

$$Q_{\text{giren}} = W_{s,\text{çıkan}} = 2.43 \text{ kJ}$$

(b) ekserji yok oluşu

$$\frac{Q}{T_R} + S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{sistem}} = \frac{Q}{T_{\text{sistem}}}$$

$$S_{\text{üretim}} = \frac{Q}{T_{\text{sistem}}} - \frac{Q}{T_R} = \frac{2.43 \text{ kJ}}{400 \text{ K}} - \frac{2.43 \text{ kJ}}{1200 \text{ K}} = 0.00405 \text{ kJ/K}$$

$$X_{\text{yok olan}} = T_0 S_{\text{üretim}} = (300 \text{ K})(0.00405 \text{ kJ/K}) = \mathbf{1.22 \text{ kJ/K}}$$

(c) Üretilen en fazla yararlı işi gösteren tersinir iş $W_{\text{tr,çıkan}}$,

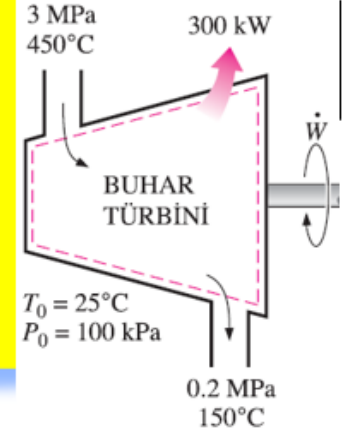
$$\begin{aligned} \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)Q - W_{\text{tr,çıkan}} &= X_2 - X_1 \\ &= (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) \\ &= 0 + W_{\text{çevre}} - T_0 \frac{Q}{T_{\text{sistem}}} \end{aligned}$$

$$W_{\text{tr,çıkan}} = T_0 \frac{Q}{T_{\text{sistem}}} - W_{\text{çevre}} + \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right)Q$$

$$= (300 \text{ K}) \frac{2.43 \text{ kJ}}{400 \text{ K}} - (1 \text{ kJ}) + \left(1 - \frac{300 \text{ K}}{1200 \text{ K}}\right)(2.43 \text{ kJ}) = \mathbf{2.65 \text{ kJ}}$$

Örnek 8-15

Buhar, sürekli akışlı bir türbine 3 MPa basınç ve 450°C sıcaklıkta girmekte, 0.2 MPa basınç ve 150°C sıcaklıkta çıkmaktadır. Türbinde akan buharın kütleli debisi 8 kg/s değerindedir. Türbindeki akış sırasında, buharın 25°C sıcaklık ve 100 kPa basınçtaki çevreye 300 kW ısı geçişi olmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri göz ardı edilirse, (a) gerçek güç çıktısını, (b) elde edilebilecek en büyük güç çıktısını, (c) ikinci yasa verimini, (d) ekserji yok oluşunu ve (e) buharın giriş koşullarındaki ekserjisini hesaplayınız.



$$\text{Giriş hali: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 3 \text{ MPa} \\ T_1 = 450^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 3344.9 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 7.0856 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$\text{Çıkış hali: } \left. \begin{array}{l} P_2 = 0.2 \text{ MPa} \\ T_2 = 150^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_2 = 2769.1 \text{ kJ/kg} \\ s_2 = 7.2810 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$\text{Ölü hal: } \left. \begin{array}{l} P_0 = 100 \text{ kPa} \\ T_0 = 25^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_0 \cong h_{f@25^\circ\text{C}} = 104.83 \text{ kJ/kg} \\ s_0 \cong s_{f@25^\circ\text{C}} = 0.3672 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

(a) Türbinin gerçek güç çıktısı,

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{giren}} &= \dot{E}_{\text{çıkan}} \\ \dot{m}h_1 &= \dot{W}_{\text{çıkan}} + \dot{Q}_{\text{çıkan}} + \dot{m}h_2 \quad (\text{çünkü } ke \cong pe \cong 0) \\ \dot{W}_{\text{çıkan}} &= \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{Q}_{\text{çıkan}} \\ &= (8 \text{ kg/s})[(3344.9 - 2769.1) \text{ kJ/kg}] - 300 \text{ kW} \\ &= \mathbf{4306 \text{ kW}} \end{aligned}$$

(b) En fazla güç çıktısı (tersinir güç)

$$\begin{aligned}\dot{X}_{\text{giren}} &= \dot{X}_{\text{çıkan}} & \dot{m}\psi_1 &= \dot{W}_{\text{tr,çıkan}} + \dot{X}_{\text{isi}}^0 + \dot{m}\psi_2 & \dot{W}_{\text{tr,çıkan}} &= \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) \\ & & &= \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) - \Delta ke^0 - \Delta pe^0] \\ \dot{W}_{\text{tr,çıkan}} &= (8 \text{ kg/s})[(3344.9 - 2769.1) \text{ kJ/kg} \\ &\quad - (298 \text{ K})(7.0856 - 7.2810) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}] = \mathbf{4665 \text{ kW}}\end{aligned}$$

(c) Türbinin ikinci yasa verimi, gerçek iş akımının tersinir iş akımına oranıdır:

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\dot{W}_{\text{çıkış}}}{\dot{W}_{\text{tr, çıkış}}} = \frac{4306 \text{ kW}}{4665 \text{ kW}} = \mathbf{0.923 \text{ veya } \%92.3}$$

(d) Tersinir iş ile gerçek yararlı iş arasındaki fark, ekserji yok oluşudur.

$$\dot{X}_{\text{yok olan}} = \dot{W}_{\text{tr, çıkan}} - \dot{W}_{\text{çikan}} = 4665 - 4306 = \mathbf{359 \text{ kW}}$$

(e) Giriş koşullarındaki buharın ekserjisi

$$\begin{aligned}\psi_1 &= (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) + \frac{V_1^2}{2}^0 + gz_1^0 \\ &= (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \\ &= (3344.9 - 104.83) \text{ kJ/kg} - (298 \text{ K})(7.0856 - 0.3672) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} = \mathbf{1238 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

Özet

- Ekserji: Enerjinin iş potansiyeli
 - Ekserji (iş potansiyeli)'nin kinetik ve potansiyel enerji ile ilişkisi
- Tersinir iş ve tersinmezlik
- İkinci yasa verimi
- Bir sistemin ekserji değişimi
 - Sabit bir kütlenin ekserjisi: Akış olmayan sistemlerin (veya kapalı sistemlerin) Ekserjisi
 - Bir Akışkan Akımının Ekserjisi: Akış (veya Akım) Ekserjisi
- Isı, iş ve kütle ile ekserji geçişi
- Ekserjinin azalması ilkesi ve ekserji yok oluşu
- Ekserji dengesi: Kapalı sistemler
- Ekserji dengesi: Kontrol hacimleri
 - Sürekli Akışlı Sistemler için Ekserji Dengesi
 - Tersinir iş
 - Sürekli Akışlı Düzeneklerin İkinci Yasa Verimliliği

BÖLÜM 9

GAZ AKIŞKANLI GÜÇ ÇEVİRİMLERİ

Amaçlar

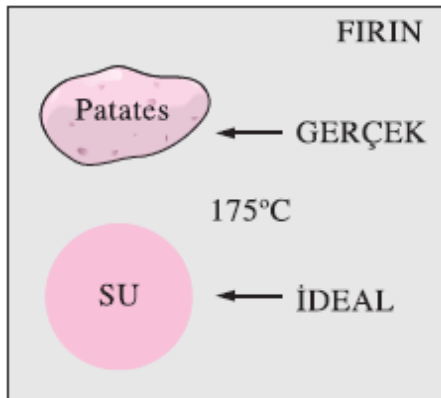
- Tüm çevrim boyunca iş akışkanının gaz fazında kaldığı gaz akışkanlı güç çevrimlerinin performanslarını değerlendirmek.
- Gaz akışkanlı güç çevrimlerine uygulanabilir basitleştirici kabuller geliştirmek.
- Pistonlu motorların çalışmalarını gözden geçirmek.
- Kapalı ve açık gaz akışkanlı güç çevrimlerini çözümllemek.
- Otto, Diesel, Stirling ve Ericsson çevrimlerine ilişkin değerlendirmelerde bulunmak.
- Brayton çevrimine; rejenerasyonlu Brayton çevrimine ve ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve rejenerasyonlu Brayton çevrimine ilişkin değerlendirmelerde bulunmak.
- Tepkili çevrimleri çözümllemek.
- Gaz akışkanlı güç çevrimlerinin ikinci-yasa çözümlmesine ilişkin basitleştirici kabuller belirlemek.
- Gaz akışkanlı güç çevrimlerinin ikinci-yasa çözümlmesini yapmak.

GÜÇ ÇEVİRİMLERİNİN ÇÖZÜMLEMESİNE İLİŞKİN TEMEL KAVRAMLAR

Güç üreten makinelerin büyük çoğunluğu bir termodinamik çevrime göre çalışır.

İdeal Çevrim: Gerçek çevrimin içten tersinmezliklerden ve diğer karmaşıklıklardan arındırılması halinde, gerçek çevrime benzeyen fakat tümüyle içten tersinir hal değişimlerinden oluşan bir çevrim elde edilir.

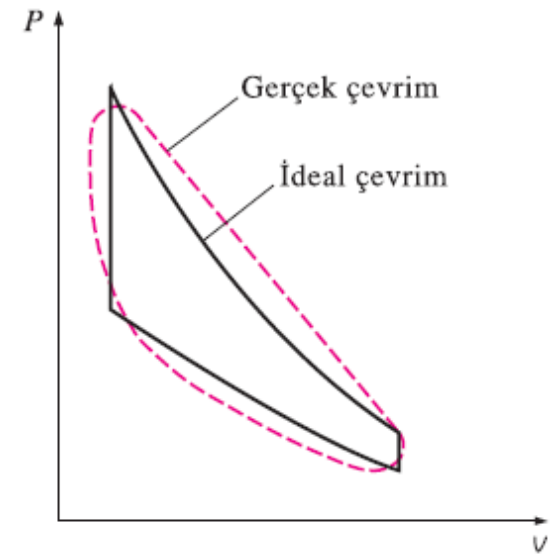
Tersinir Çevrim: Carnot çevrimi gibi tümünden tersinir bir çevrime göre çalışan ısı makineleri, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tüm ısı makineleri içinde en yüksek ısı verime sahip makinelerdir.



Modelleme, hassaslıktan biraz ödün vererek problemin anlaşılmasına ve basitleştirilmesine olanak sağlayan güçlü bir mühendislik aracıdır.

Isı Makinelerinin Isıl Verimi

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_g} \text{ veya } \eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g}$$

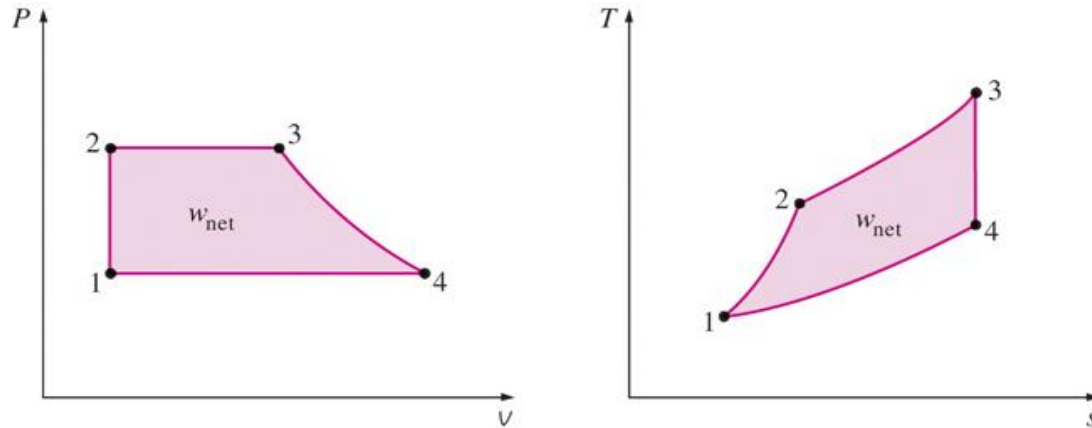


Bazı kabuller ve basitleştirmeler yaparak birçok karmaşık sistemin çözümlenebilir bir düzeye getirilmesi olanaklıdır.

Güç çevrimlerinin çözümlemesinde yaygın olarak yapılan kabuller ve basitleştirmeler:

- 1- Çevrimde *sürtünme* yoktur. Bu nedenle, iş akışkanının borulardan veya ısı değiştiricisi gibi elemanlardan geçişi sırasında basınç düşüşü oluşmaz.
2. Bütün sıkıştırma ve genişleme işlemleri *sanki-dengeli* bir biçimde gerçekleşir.
3. Sistemin çeşitli elemanlarını birleştiren borular çok iyi yalıtılmış olup, bu borulardan olan *ısı geçişi* gözardı edilebilir.

T - s diyagramında çevrimin hal değişimi eğrileri içinde kalan alanın, sisteme ısı girişi gösteren hal değişimi eğrisi altında kalan alana oranı, çevrimin ısı verimini ifade eder. *Bu iki alanın oranını artıracak herhangi bir değişiklik, çevrimin ısı verimini de artıracaktır.*



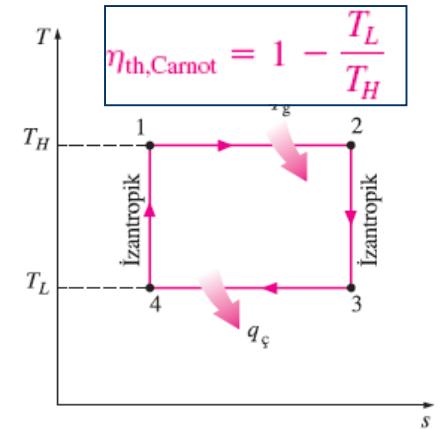
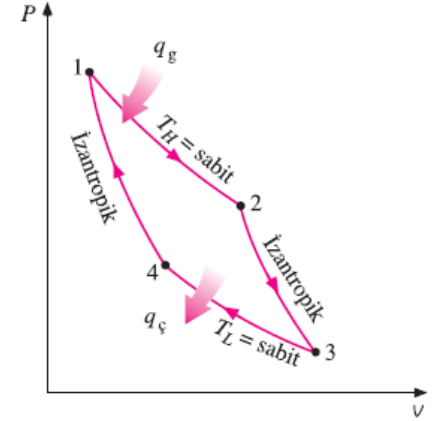
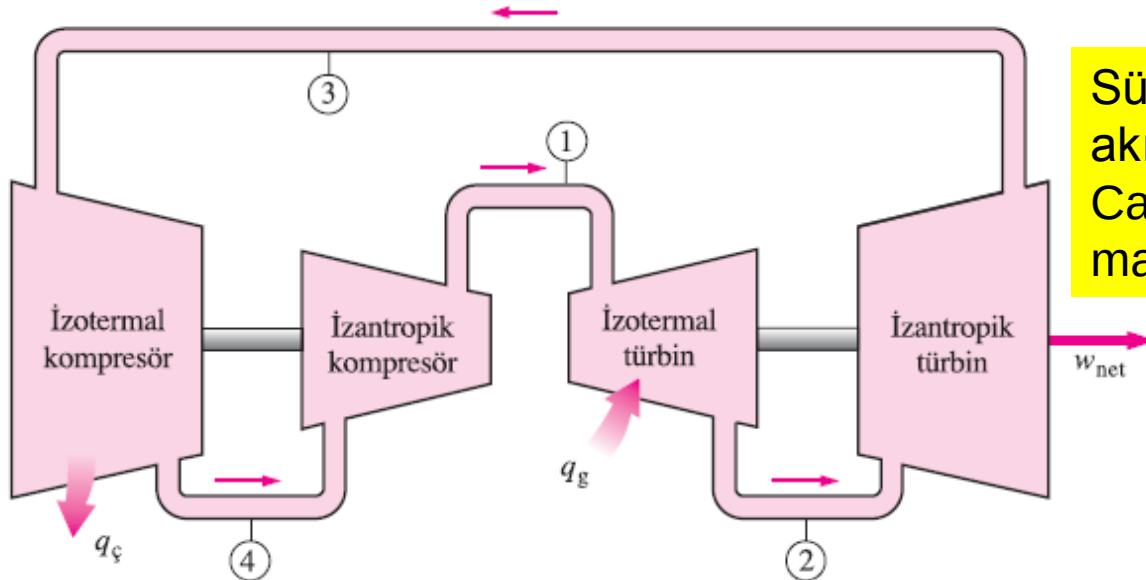
İdeal çevrimlerden elde edilen sonuçlar yorumlanırken dikkatli olunmalıdır.

P - v ve T - s diyagramlarında, hal değişim eğrilerinin çevrelediği alan net işi gösterir.

CARNOT ÇEVİRİMİ VE MÜHENDİSLİKTEKİ ÖNEMİ

Carnot çevrimi tümten tersinir dört hal değişiminden oluşur. Bunlar, sabit sıcaklıkta (izotermal) sisteme ısı girişi, sabit entropide (izantropik) genişleme, sabit sıcaklıkta sistemden ısı çıkışı ve sabit entropide sıkıştırmadır.

İdeal ve Gerçek Çevrimler İçin: Sisteme ısıнын sağlandığı ortamın ortalama sıcaklığı yükseldikçe veya sistemden ısıнын atıldığı ortamın ortalama sıcaklığı düştükçe, ısı verim artmaktadır.



Carnot çevriminin P-v ve T-s diyagramları.

Örnek 9-1

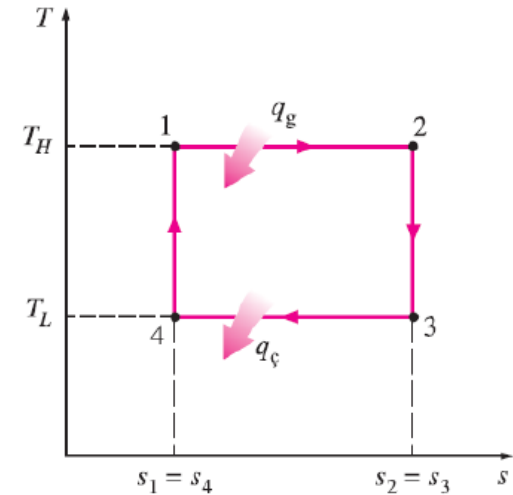
T_H ve T_L sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevriminin ısı veriminin sadece bu sıcaklıklara bağlı olduğunu gösterin.

Çevrime giren ve çevrimden çıkan ısı miktarları

$$q_g = T_H(s_2 - s_1)$$

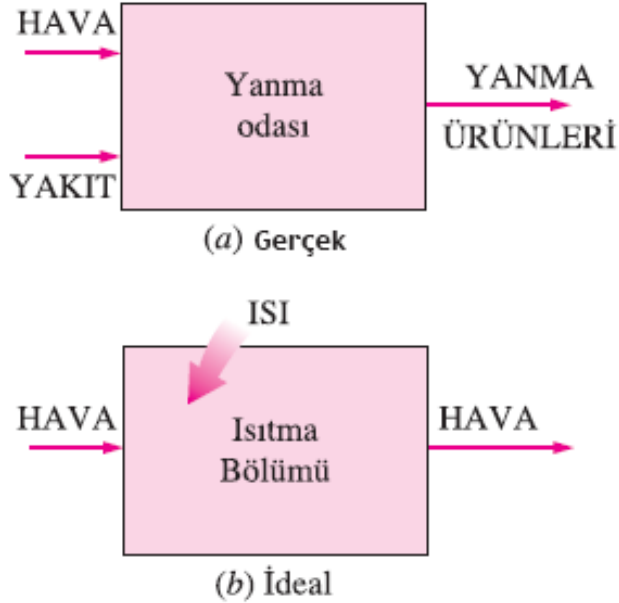
$$q_ç = T_L(s_3 - s_4) = T_L(s_2 - s_1)$$

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{T_L(s_2 - s_1)}{T_H(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$



Carnot çevriminin ısı veriminin iş akışkanının cinsinden (ideal gaz, buhar vb.) ve çevrimin kapalı veya açık olmasından bağımsız olduğuna dikkat edilmelidir.

HAVA STANDARDI KABULLERİ



İdeal çevrimlerde yanma işleminin yerini sisteme ısı girişi alır.

Hava Standartı Kabuller

1. İş akışkanı, ideal bir gaz olarak kabul edilen ve kapalı bir çevrimde sürekli olarak dolaştığı varsayılan havadır.
2. Çevrimi oluşturan hal değişimlerinin tümü içten tersinirdir.
3. Yanma işleminin yerini, bir dış kaynaktan çevrime ısı girişi alır .
4. Egzoz işleminin yerini, iş akışkanının tekrar ilk haline dönmesini sağlayan, çevrimden ısı çıkışı alır.

Soğuk hava standardı kabulleri : Havanın özgül ısılarının *oda sıcaklığındaki* (25 °C veya 77 °F) değerlerinde sabit kaldığıdır. Bu kabul yapıldığında, hava standardı kabulleri, **soğuk hava standardı kabulleri** diye adlandırılır

İdeal hava çevrimi : Hava standardı kabullerinin uygulandığı bir çevrime sıklıkla **ideal hava çevrimi (hava standardı çevrimi)** denir.

PİSTONLU MOTORLARA GENEL BİR BAKIŞ

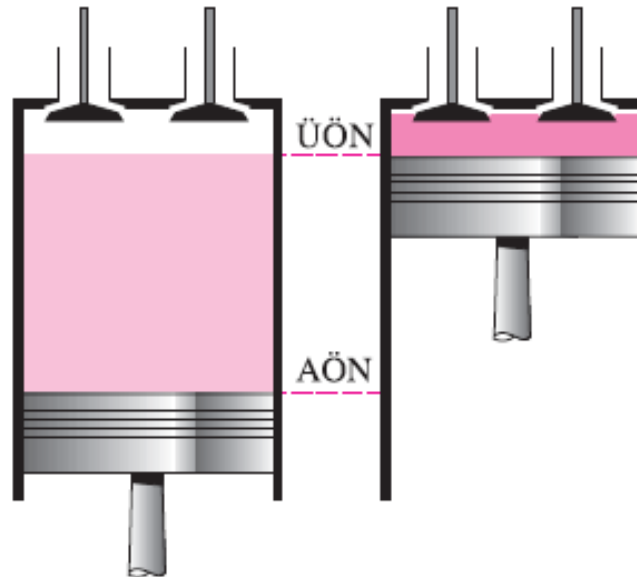
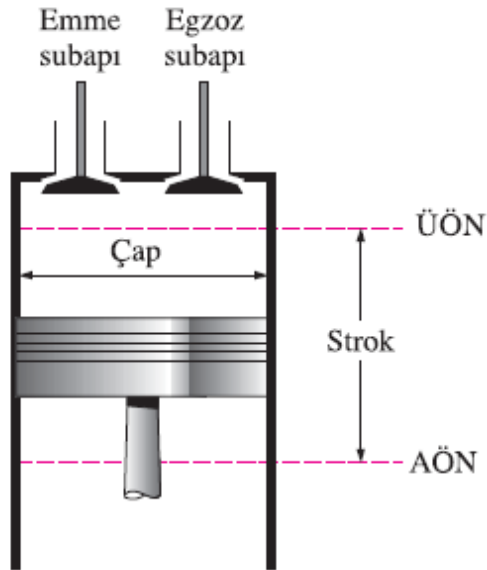
Sıkıştırma oranı

$$r = \frac{V_{\text{maks}}}{V_{\text{min}}} = \frac{V_{\text{AÖN}}}{V_{\text{ÜÖN}}}$$

Ortalama Efektif Basınç

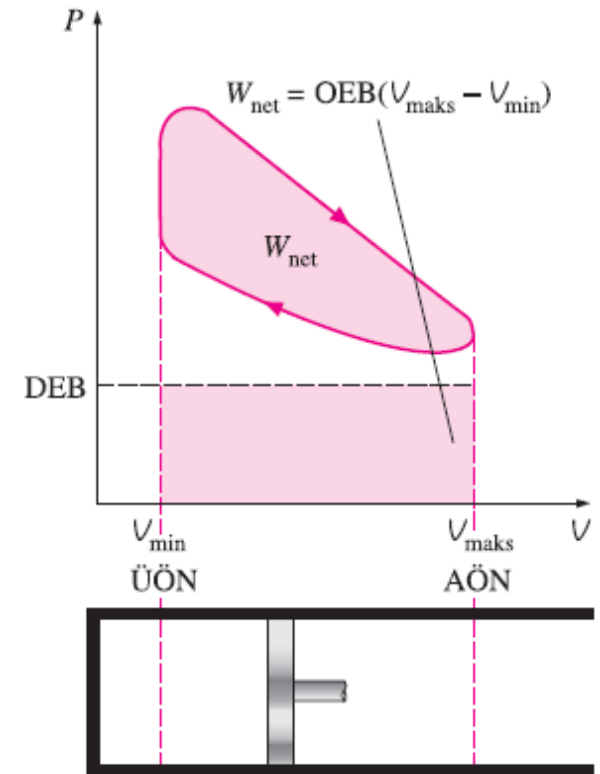
$$OEB = \frac{W_{\text{net}}}{V_{\text{maks}} - V_{\text{min}}} = \frac{w_{\text{net}}}{V_{\text{maks}} - V_{\text{min}}} \quad (\text{kPa})$$

Buji-ateşlemeli (SI) motorlar Sıkıştırılmalı ateşlemeli (CI) motorlar



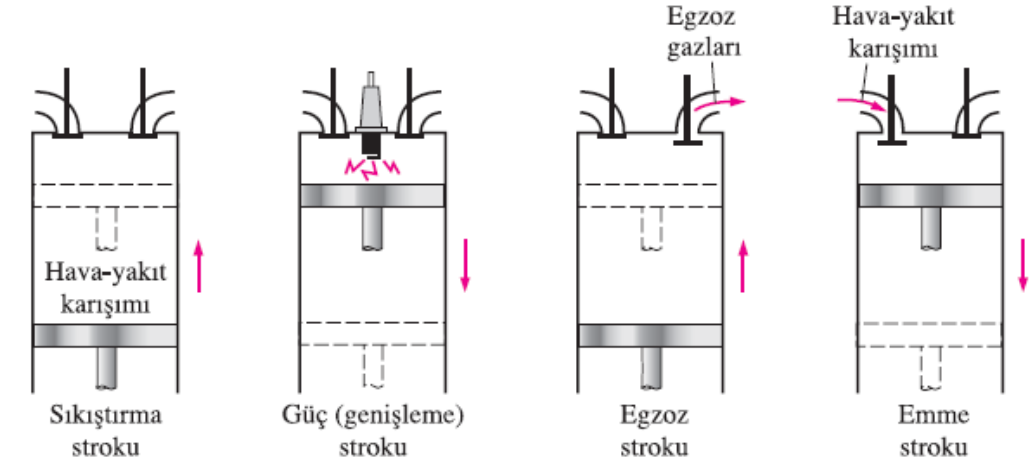
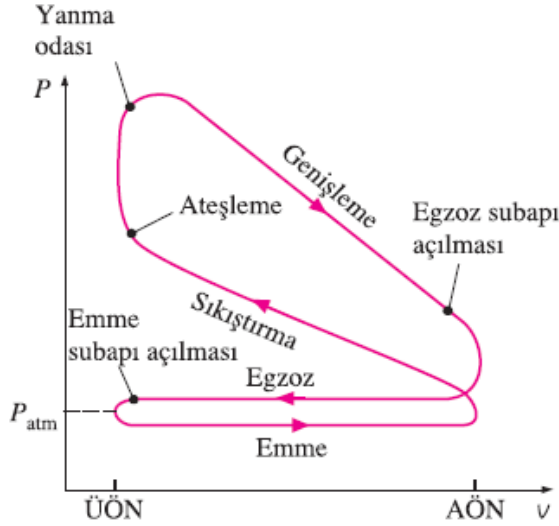
(a) Strok hacmi

(b) Ölü hacim

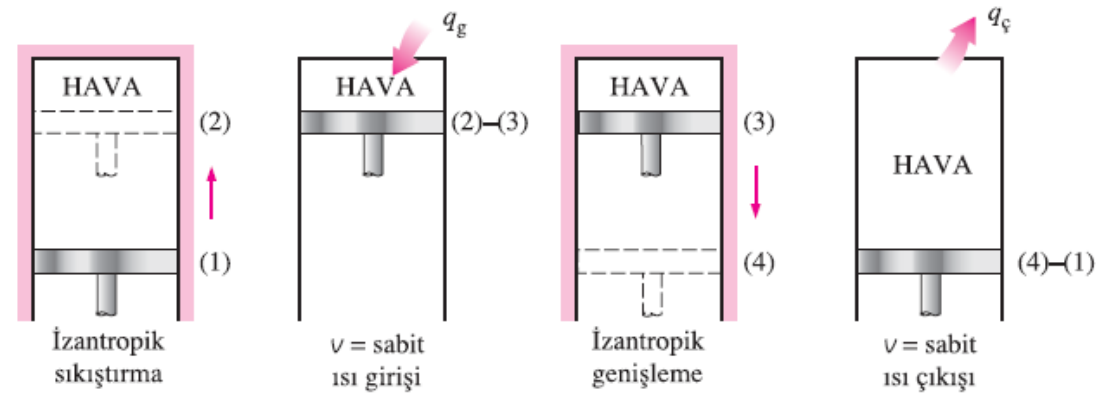
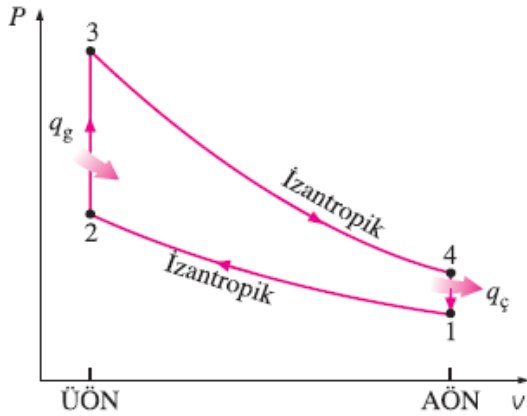


Motorlar İçin Şekiller

OTTO ÇEVİRİMİ: BUJİ-ATEŞLEMELİ MOTORLARIN İDEAL ÇEVİRİMİ



(a) Gerçek dört zamanlı kıvılcım ateşlemeli motor



(b) İdeal otto çevrimi

Buji-ateşlemeli motorların ideal ve gerçek çevrimleriyle P - v diyagramları

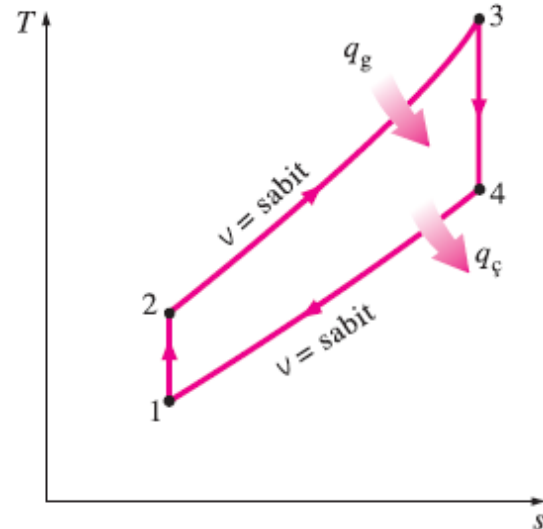
Dört zamanlı çevrim

1 çevrim = 4 strok = 2 devir

İki zamanlı çevrim

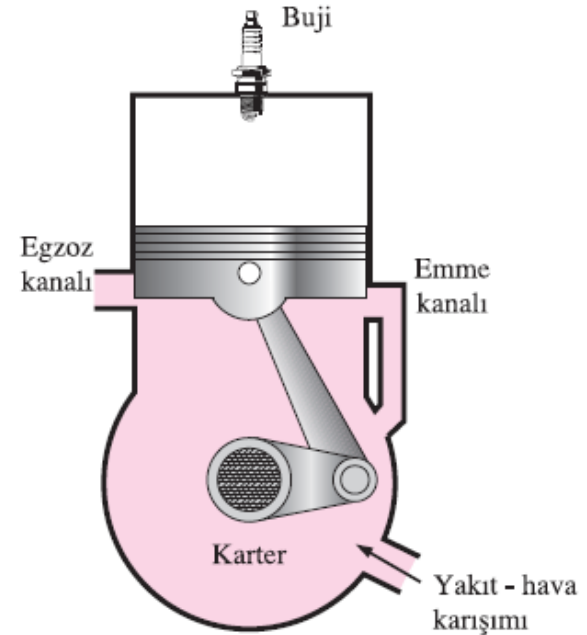
1 çevrim = 2 strok = 1 devir

- 1-2 İzantropik sıkıştırma
- 2-3 Sabit hacimde çevrime ısı girişi
- 3-4 İzantropik genişleme
- 4-1 Sabit hacimde çevrimden ısı çıkışı

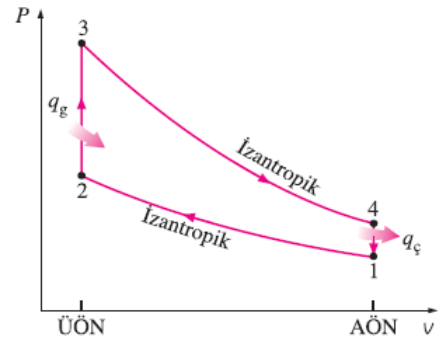


İdeal
Otto
çevriminin
T-s
diyagramı

İki zamanlı motorlar, benzeri dört zamanlı motorlara göre daha düşük bir verime sahiptirler. Buna karşın daha basit yapıda ve daha ucuz olup; güç/ağırlık ve güç/hacim oranları yüksektir.



İki zamanlı bir pistonlu motorun genel çizimi.



$$(q_g - q_{\text{ç}}) + (w_g - w_{\text{ç}}) = \Delta u$$

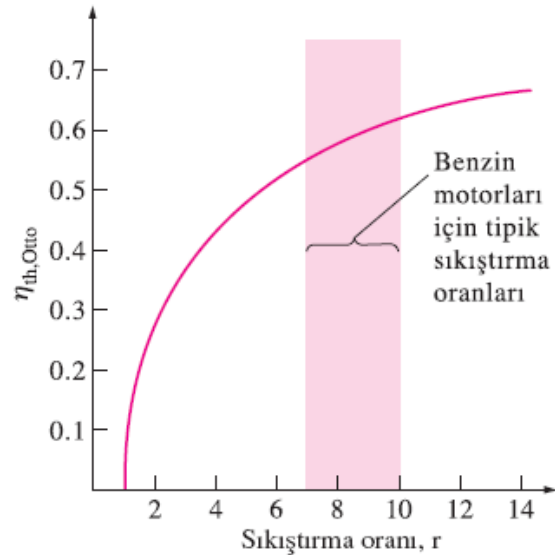
$$q_g = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{ç}} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{\text{th,Otto}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = 1 - \frac{q_{\text{ç}}}{q_g} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

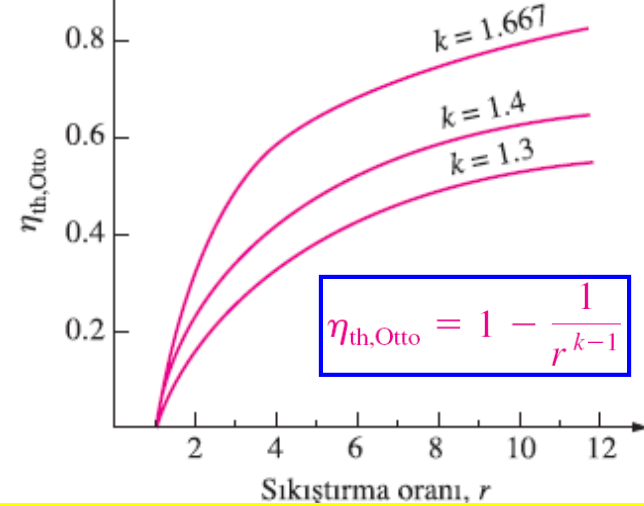
$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

$$r = \frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{min}}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2}$$



SI motorlarında sıkıştırma oranı, kendiliğinden tutuşma ve motor vuruntusu nedeniyle sınırlandırılır.

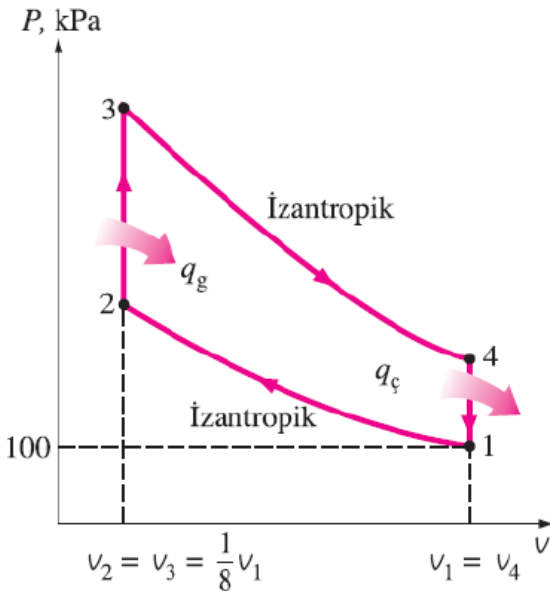
İş akışkanının özgül ısılarının oranı k büyüdükçe ideal Otto çevriminin ısı verimi artar.



İdeal Otto çevriminin ısı veriminin sıkıştırma oranıyla değişimi ($k = 1.4$).

Örnek 9-2

İdeal bir Otto çevriminin sıkıştırma oranı 8'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında havanın basıncı 100 kPa, sıcaklığı 17 °C olup, sabit hacimde ısı girişi süresince çevrimdeki havaya 800 kJ/kg ısı verilmektedir. Özgül ısıların sıcaklıkla değişimini dikkate alarak, çevrimin (a) en yüksek sıcaklık ve basıncını, (b) net işini, (c) ısıl verimini ve (d) ortalama efektif basıncını belirleyin..



Kabuller 1 Hava standardı kabulleri uygulanabilir. 2 Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri gözardı edilebilir. 3 Özgül ısıların sıcaklıkla değişimi dikkate alınmaktadır.

(a) en yüksek sıcaklık ve basıncını

$$T_1 = 290 \text{ K} \rightarrow u_1 = 206.91 \text{ kJ/kg}$$

$$v_{r1} = 676.1$$

1-2 hal değişimi (ideal gazın izantropik sıkıştırılması):

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{r} \rightarrow v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{676.1}{8} = 84.51$$

$$T_2 = 652.4 \text{ K}$$

$$u_2 = 475.11 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_1 v_1}{T_1} \rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \left(\frac{v_1}{v_2} \right) = (100 \text{ kPa}) \left(\frac{652.4 \text{ K}}{290 \text{ K}} \right) (8) = 1799.7 \text{ kPa}$$

2-3 hal değişimi (sabit hacimde ısı girişi):

$$q_g = u_3 - u_2$$

$$800 \text{ kJ/kg} = u_3 - 475.11 \text{ kJ/kg}$$

$$u_3 = 1275.11 \text{ kJ/kg} \rightarrow T_3 = \mathbf{1575.1 \text{ K}}$$

$$v_{r3} = 6.108$$

$$\frac{P_3 v_3}{T_3} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \rightarrow P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \left(\frac{v_2}{v_3} \right) = (1.7997 \text{ MPa}) \left(\frac{1575.1 \text{ K}}{652.4 \text{ K}} \right) (1) = \mathbf{4.345 \text{ MPa}}$$

(b) Çevrimin net işi,

3-4 hal değişimi (bir gazın izantropik genişlemesi):

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3} = r \rightarrow v_{r4} = r v_{r3} = (8)(6.108) = 48.864 \rightarrow T_4 = 795.6 \text{ K}$$

$$u_4 = 588.74 \text{ kJ/kg}$$

4-1 hal değişimi (sabit hacimde sistemden ısı çıkışı)

$$-q_{\zeta} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{\zeta} = u_4 - u_1$$

$$q_{\zeta} = 588.74 - 206.91 = 381.83 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = q_{\text{net}} = q_g - q_{\zeta} = 800 - 381.83 = \mathbf{418.17 \text{ kJ/kg}}$$

(c) çevrimin ısı verimi,

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{800 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.523 \text{ veya } \%52.3}$$

$$\eta_{th,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} = 1 - r^{1-k} = 1 - (8)^{1-1.4} = 0.565 \text{ veya } \%56.5$$

(d) Ortalama efektif basınç,

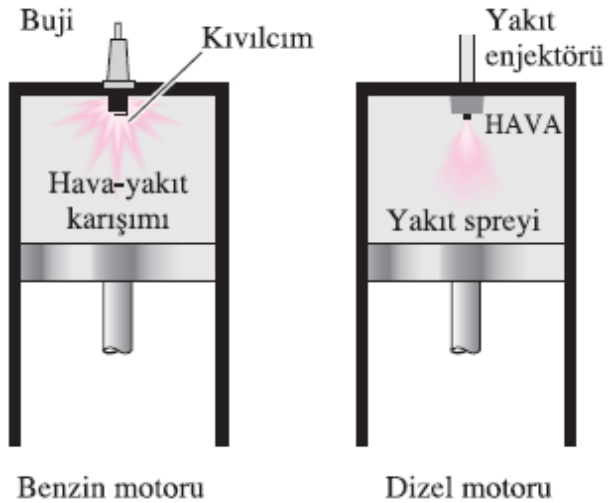
$$OEB = \frac{w_{net}}{v_1 - v_2} = \frac{w_{net}}{v_1 - v_1/r} = \frac{w_{net}}{v_1(1 - 1/r)}$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(290 \text{ K})}{100 \text{ kPa}} = 0.832 \text{ m}^3/\text{kg}$$

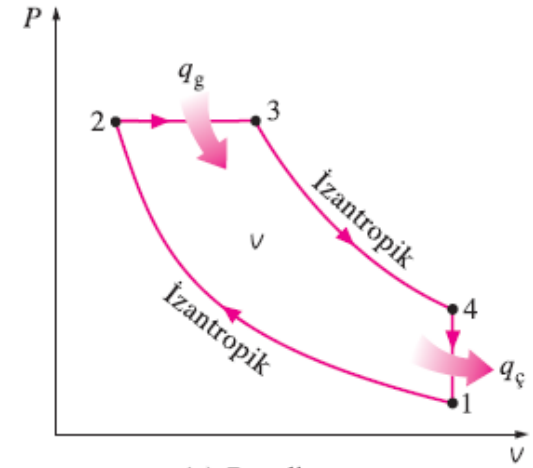
$$OEB = \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{(0.832 \text{ m}^3/\text{kg})(1 - \frac{1}{8})} \left(\frac{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3}{1 \text{ kJ}} \right) = \mathbf{574 \text{ kPa}}$$

DİSEL ÇEVİRİMİ: SIKIŞTIRMA-ATEŞLEMELİ MOTORLARIN İDEAL ÇEVİRİMİ

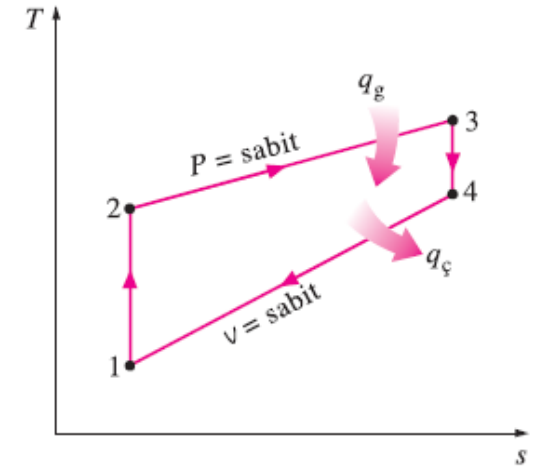
Diesel motorlarında , sıkıştırma stroku süresince yalnızca hava sıkıştırıldığından, kendiliğinden tutuşma olasılığı yoktur. Bu yüzden diesel motorları, çok daha yüksek sıkıştırma oranlarında (tipik olarak 12 ile 24 aralığında) çalışacak şekilde tasarlanırlar.



- **1-2** İzantropik sıkıştırma
- **2-3** Sabit basınçta ısı geçişi
- **3-4** İzantropik genişleme
- **4-1** Sabit hacimde ısı atılması

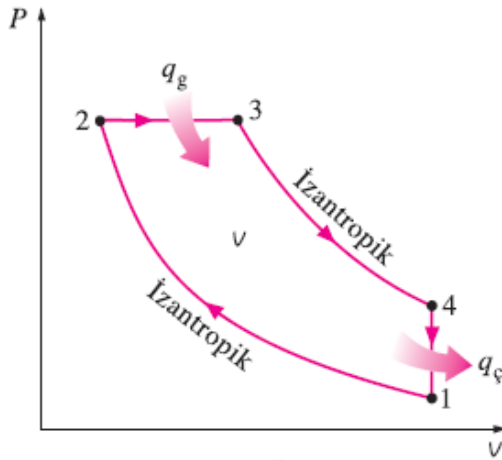


(a) P- v diyagramı

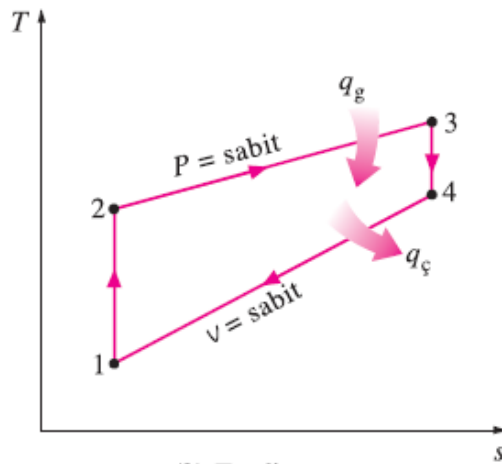


(b) T-s diyagramı

Diesel motorlarında bujinin yerini yakıt enjektörü almış olup, sıkıştırma stroku süresince yalnızca hava sıkıştırılır.



(a) P- v diyagramı



(b) T-s diyagramı

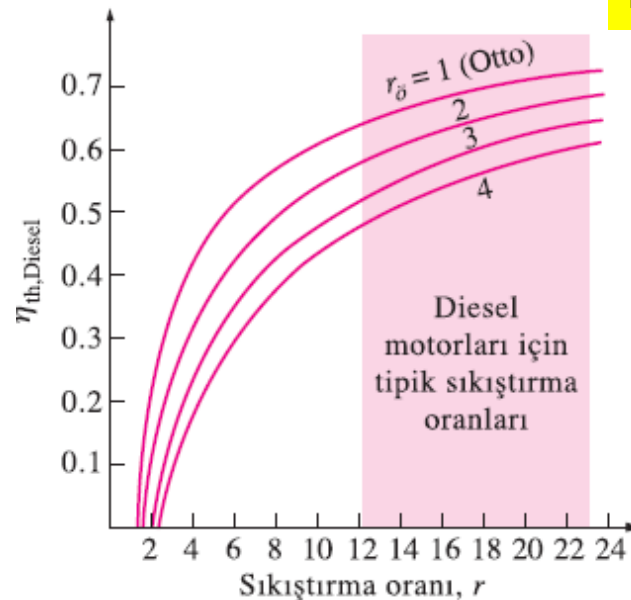
$$q_g - w_{b,\zeta} = u_3 - u_2 \rightarrow q_g = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) \\ = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$-q_{\zeta} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{\zeta} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{th,Diesel} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_{\zeta}}{q_g} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Kesme oranı

$$r_{\bar{o}} = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2}$$



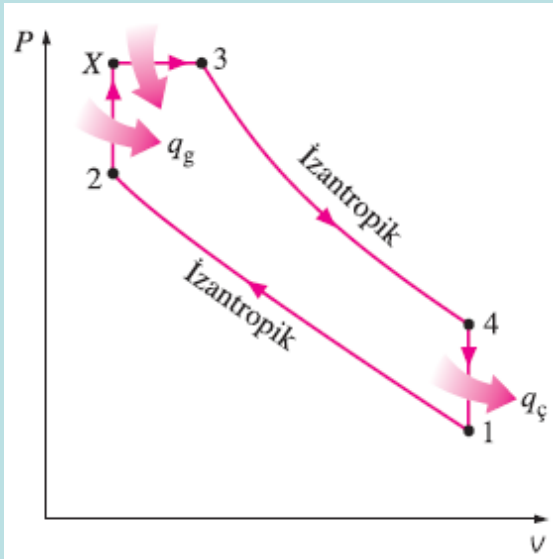
$$\eta_{th,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right]$$

aynı sıkıştırma oranı için

$$\eta_{th,Otto} > \eta_{th,Diesel}$$

İdeal Diesel çevriminin ısı veriminin, sıkıştırma oranına ve kesme oranına göre değişimi ($k = 1.4$).

Karma çevrim: Sıkıştırma ateşlemeli yüksek hızlı motorlar için daha gerçekçi ideal çevrim



İdeal karma (ikili) çevrimin P-v diyagramı.

SORULAR

Dizel motorları benzin motorlarından daha yüksek hava-yakıt oranlarında çalışır.Niçin?

Yüksek güç/ağırlık oranlarına rağmen iki zamanlı motorlar otomobillerde kullanılmaz.Niçin?

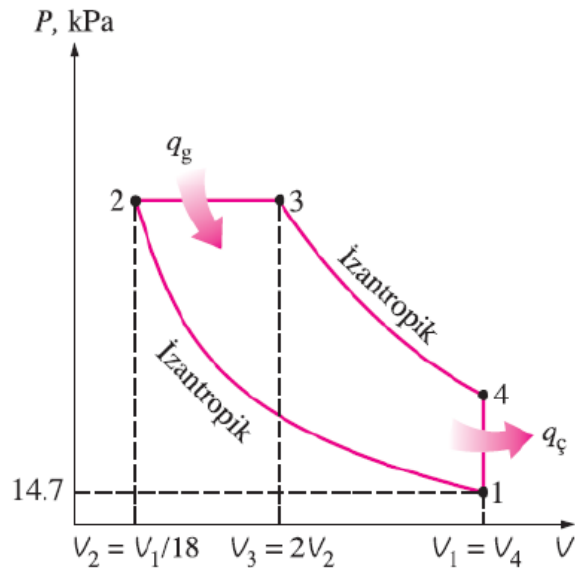
Dizel motorları neden yüksek güç üreten motorlar arasındadır (%50 civarında)?

Turboşarjedicici nedir? Benzin motorlarıyla karşılaştırıldığında niçin çoğunlukla dizel motorlarında kullanılır.

Örnek 9-3

İş akışkanı hava olan ideal bir Diesel çevriminin sıkıştırma oranı 18, ön genişleme oranı 2'dir. Sıkıştırma işleminin başlangıcında iş akışkanının basıncı 100 kPa, sıcaklığı 27 °C ve hacmi 1917 cm³'tür. Soğuk hava standardı kabulleriyle (a) her hal değişimi sonunda havanın sıcaklığını ve basıncını, (b) çevrimin net işini ve ısı verimini ve (c) ortalama efektif basıncını hesaplayın.

Kabuller 1 Soğuk hava standardı ve özgül ısılarının sabit olduğu varsayılabilir.
2 Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri gözardı edilebilir.



$$V_2 = \frac{V_1}{r} = \frac{1917 \text{ cm}^3}{18} = 106.5 \text{ cm}^3$$

$$V_3 = r_c V_2 = (2) (106.5 \text{ cm}^3) = 213 \text{ cm}^3$$

$$V_4 = V_1 = 1917 \text{ cm}^3$$

1-2 hal değişimi (ideal bir gazın izantropik sıkıştırılması, sabit özgül ısılar):

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = (300 \text{ K}) (18)^{1.4-1} = \mathbf{953 \text{ K}}$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = (100 \text{ kPa}) (18)^{1.4} = \mathbf{5720 \text{ kPa}}$$

2-3 hal değişimi (ideal bir gazı sabit basınçta ısı geçişli):

$$P_3 = P_2 = \mathbf{5720 \text{ kPa}}$$

$$\frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_3 V_3}{T_3} \rightarrow T_3 = T_2 \left(\frac{V_3}{V_2} \right) = (953 \text{ K}) (2) = \mathbf{1906 \text{ K}}$$

3-4 hal değişimi (ideal bir gazın izantropik genişlemesi, sabit özgül ısılar):

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = (1906 \text{ K}) \left(\frac{213 \text{ cm}^3}{1917 \text{ cm}^3} \right)^{1.4-1} = \mathbf{791 \text{ K}}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k = (5720 \text{ kPa}) \left(\frac{213 \text{ cm}^3}{1917 \text{ cm}^3} \right)^{1.4} = \mathbf{264 \text{ kPa}}$$

(b) Çevrimin net işi,

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(100 \text{ kPa})(1917 \times 10^{-6} \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(300 \text{ K})} = 0.00223 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} Q_g &= m(h_3 - h_2) = mc_p (T_3 - T_2) \\ &= (0.00223 \text{ kg})(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})[(1906 - 953) \text{ K}] \\ &= 2.136 \text{ kJ} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{\dot{\varsigma}} &= m(u_4 - u_1) = mc_v(T_4 - T_1) \\
 &= (0.00223 \text{ kg})(0.718 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})[(791 - 300)\text{K}] \\
 &= 0.786 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

$$W_{\text{net}} = Q_g - Q_{\dot{\varsigma}} = 2.136 - 0.786 = \mathbf{1.35 \text{ kJ}}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_g} = \frac{1.35 \text{ kJ}}{2.136 \text{ kJ}} = \mathbf{0.632 \text{ veya } \%63.2}$$

(c) Ortalama efektif basınç,

$$\begin{aligned}
 \text{OEB} &= \frac{W_{\text{net}}}{V_{\text{maks}} - V_{\text{min}}} = \frac{W_{\text{net}}}{V_1 - V_2} = \frac{1.35 \text{ kJ}}{(1917 - 106.5) \times 10^{-6} \text{ m}^3} \\
 &= \mathbf{746 \text{ kPa}}
 \end{aligned}$$

STIRLING VE ERICSSON ÇEVİRİMLERİ

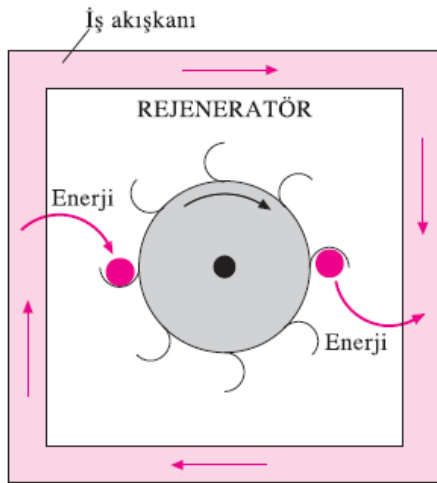
Stirling çevrimi

1-2 $T = \text{sabit}$, genişleme (dış kaynaktan sisteme ısı girişi)

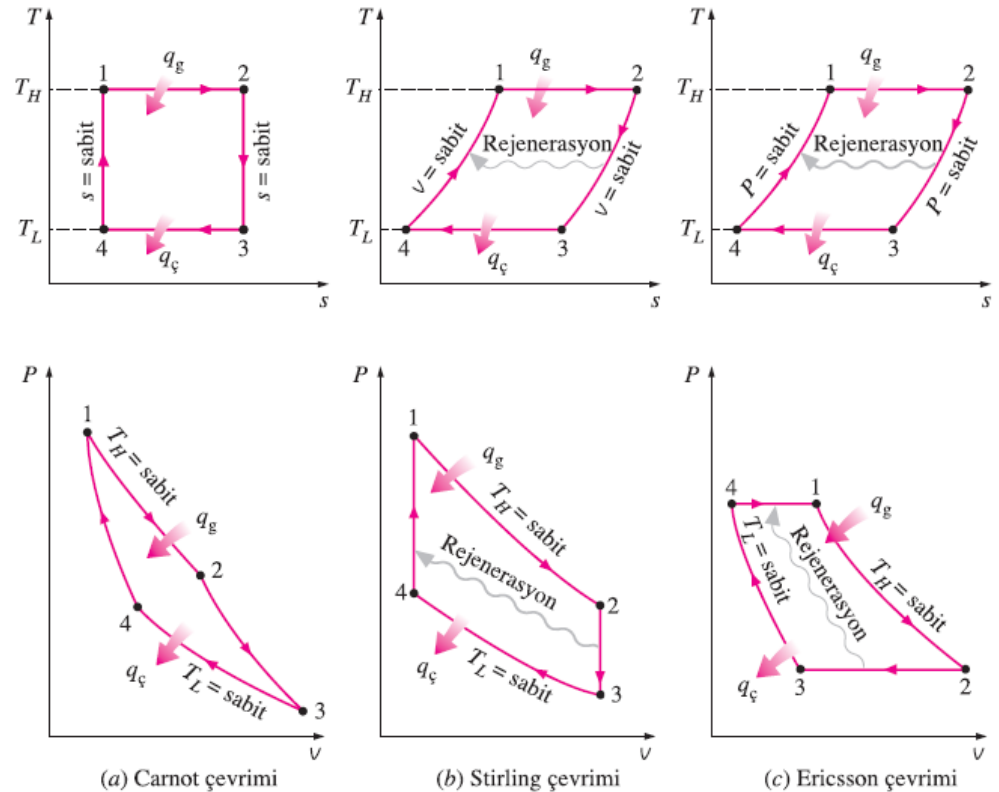
2-3 $v = \text{sabit}$, rejenerasyon (iş akışkanından rejeneratöre sistem içi ısı geçişi)

3-4 $T = \text{sabit}$, sıkıştırma (sistemden dış ortamdaki kuyuya ısı atılışı)

4-1 $v = \text{sabit}$, rejenerasyon (rejeneratörden iş akışkanına sistem içi ısı geçişi)

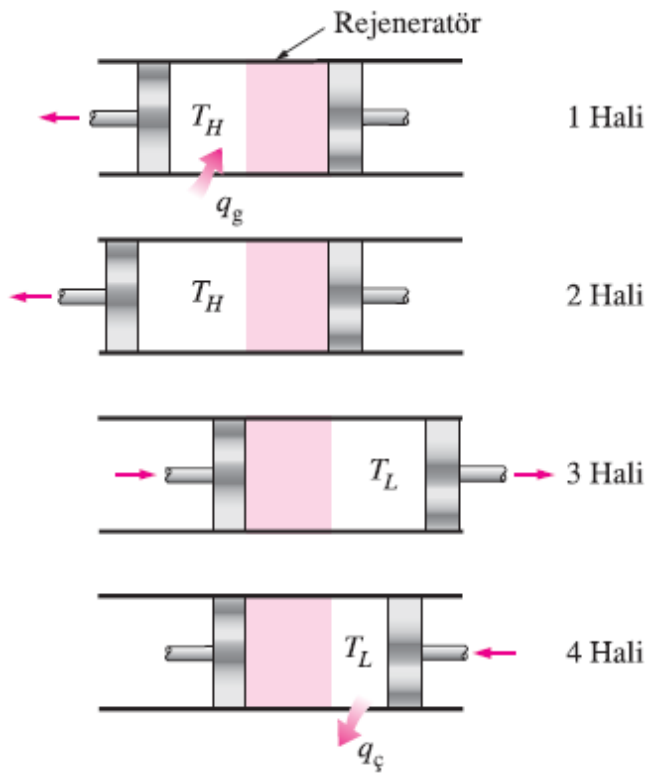


Rejeneratör, iş akışkanından çevrimin bir bölümünde enerji alıp, diğer bir bölümünde bu enerjiyi iş akışkanına (faizsiz olarak) tekrar geri veren bir ısı değiştiricisidir.



Stirling ve Ericsson çevrimlerinin verdiği mesaj şudur :

Rejenerasyon verimliliği artırabilir.

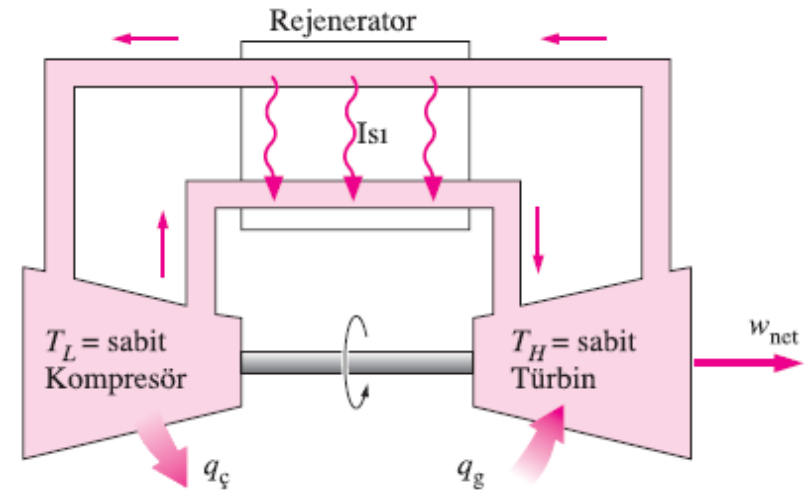


Stirling çevriminin işleyişi.

Stirling ve Ericsson çevrimlerinin her ikisi de Carnot çevrimi gibi tümünden tersinirdir

$$\eta_{th,Stirling} = \eta_{th,Ericsson} = \eta_{th,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Ericsson çevrimi, Stirling çevrimine çok benzerdir. Stirling çevriminde yer alan iki sabit hacimdeki hal değişiminin yerini bu çevrimde iki sabit basınçta hal değişimi almaktadır.



Sürekli-akışlı bir Ericsson motoru.

Stirling ve Ericsson çevrimlerinin uygulamada gerçekleştirilmesi zordur. Çünkü rejeneratör de dahil olmak üzere, tüm elemanlardan ısı geçişli diferansiyel bir sıcaklık farkında gerçekleşmektedir.

Isı geçişlerinin gerçekleşmesi için sonsuz büyüklükte yüzey alanları veya sonsuz uzunlukta süre gerekmektedir. Bu sınırlamalar nedeniyle Stirling ve Ericsson çevrimleri uzun süredir yalnızca kuramsal açıdan ilgi çekmiştir. Fakat daha yüksek verime sahip olmaları ve emisyon kontrolünün daha kolay yapılabilir olması, son zamanlarda bu çevrimlere olan ilgiyi giderek artırmaktadır. Ford Motor şirketi, General Motors şirketi ve Hollanda'daki Phillips Araştırma Laboratuvarlarında, kamyonlar, otobüsler ve hatta otomobiller için uygun Stirling motorları başarıyla gerçekleştirilmiştir. Fakat bu motorların benzin ve diesel motorlarıyla rekabet edebilmesi için henüz daha çok araştırma ve geliştirmeye gerek vardır.

Stirling ve Ericsson motorlarının her ikisi de dıştan yanmalı motorlardır.

1. Dıştan yanmanın sağladığı bazı üstünlükler vardır.
2. Isıl enerji kaynağı olarak çok çeşitli yakıtlar kullanılabilir.
3. Yanma için daha uzun süre harcanabilir. Böylece yanma daha iyi tamamlanabilir ve buna bağlı olarak hem havayı kirletme oranı azaltılırken hem de yakıtın enerjisinden daha iyi yararlanılır.
4. Bu motorlar kapalı bir çevrime göre çalışabilirler. Böylece kararlılık, kimyasal reaksiyona girmeme, ısıl iletkenlik gibi özellikler bakımından en uygun iş akışkanı çevrimde kullanılabilir.
5. Hidrojen ve helyum gazları, bu motorlarda yaygın olarak kullanılan iş akışkanlarıdır.
6. Uygulamadaki fiziksel sınırlamalar ve zorluklara karşın, Stirling ve Ericsson çevrimleri tasarım mühendislerine, rejenerasyonun verimi artırabileceğine ilişkin güçlü bir mesaj vermektedir.
7. Günümüz gaz türbinlerinde ve buharlı güç santrallerinde rejenerasyondan yaygın olarak yararlanılması bir rastlantı değildir.

Brayton çevrimi, Ericsson çevrimine oldukça benzemektedir.

Örnek 9-4

İş akışkanı olarak ideal bir gaz kullanan Ericsson çevriminin ısı veriminin, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevriminin verimine eşit olduğunu gösterin.

$$q = T \Delta s$$

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_g}{T_g} - R \ln \frac{P_g}{P_g} = -R \ln \frac{P_g}{P_g}$$

$$q_g = T_H(s_2 - s_1) = T_H \left(-R \ln \frac{P_2}{P_1} \right) = RT_H \ln \frac{P_1}{P_2}$$

$$q_g = T_L(s_4 - s_3) = -T_L \left(-R \ln \frac{P_4}{P_3} \right) = RT_L \ln \frac{P_4}{P_3}$$

$$\eta_{\text{th, Ericsson}} = 1 - \frac{q_g}{q_g} = 1 - \frac{RT_L \ln(P_4/P_3)}{RT_H \ln(P_1/P_2)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

BRAYTON ÇEVİRİMİ: GAZ TÜRBİNLERİ İÇİN İDEAL ÇEVİRİM

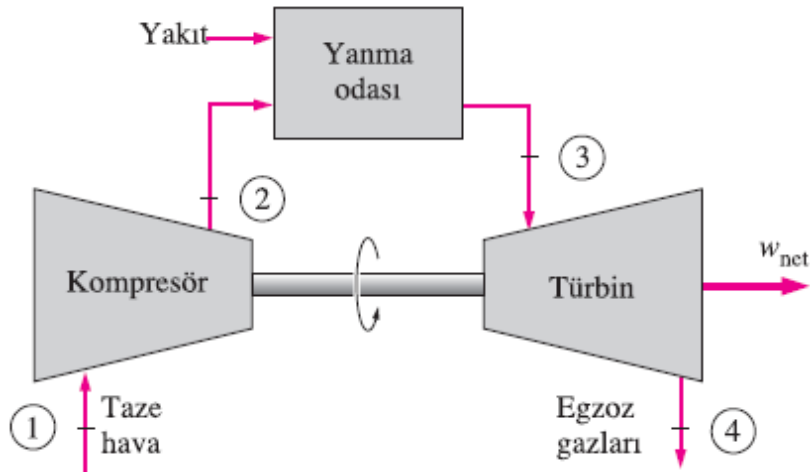
Yanma işleminin yerini sabit basınçta bir dış kaynaktan ısı girişi, egzoz işleminin yerini de sabit basınçta çevre havaya ısı atılması işlemi alır. İş akışkanının kapalı bir çevrimde dolaştığı bu ideal çevrime **Brayton** çevrimi denir ve aşağıda sıralanan dört içten tersinir hal değişiminden oluşur:

1-2 İzantropik sıkıştırma (bir kompresörde)

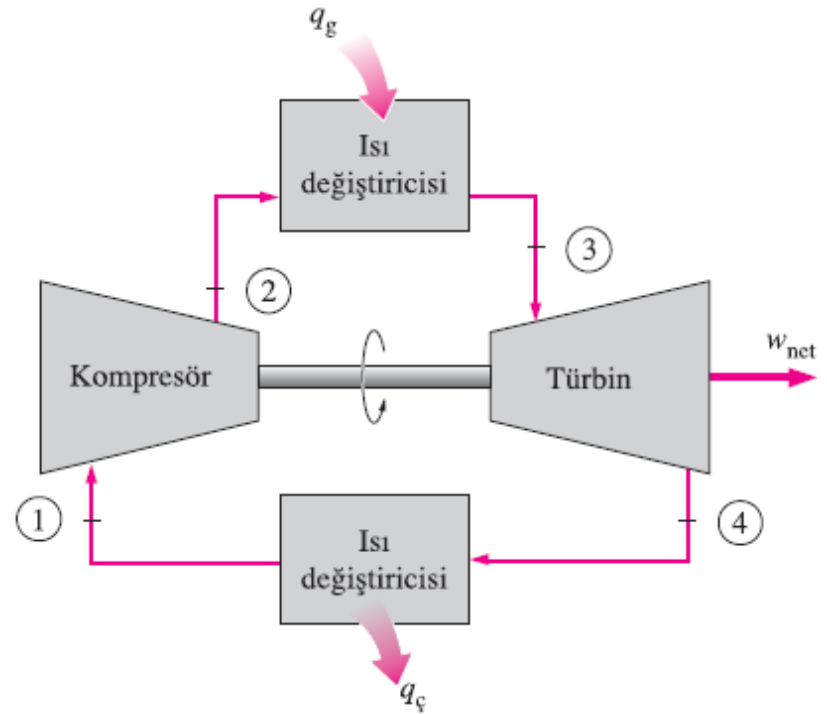
2-3 Sabit basınçta ısı girişi

3-4 İzantropik genişleme (bir türbinde)

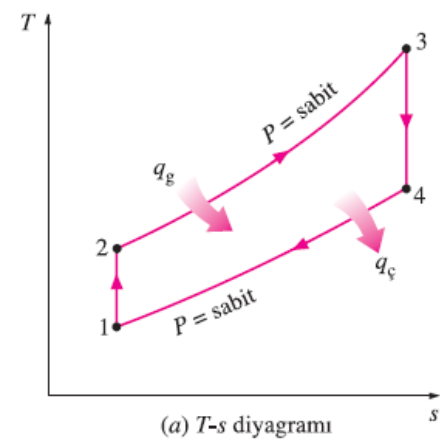
4-1 Sabit basınçta ısı çıkışı



Açık çevrime göre çalışan bir gaz türbini.



Kapalı çevrime göre çalışan bir gaz türbini.



Basınç oranı

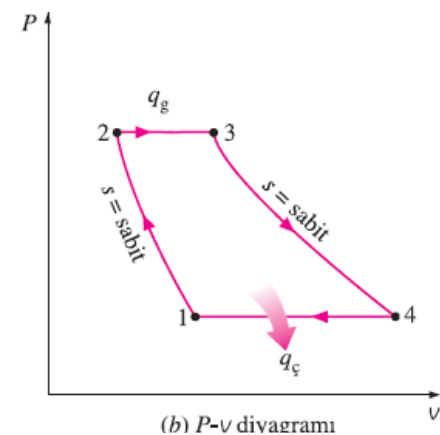
$$r_p = \frac{P_2}{P_1}$$

$$(q_g - q_ç) + w_g - w_ç = h_ç - h_g$$

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

$$q_g = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

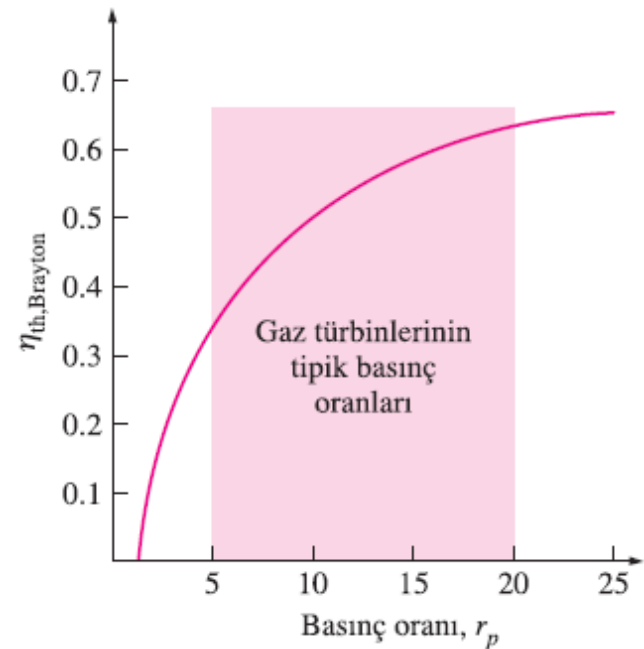
$$q_ç = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$$



$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

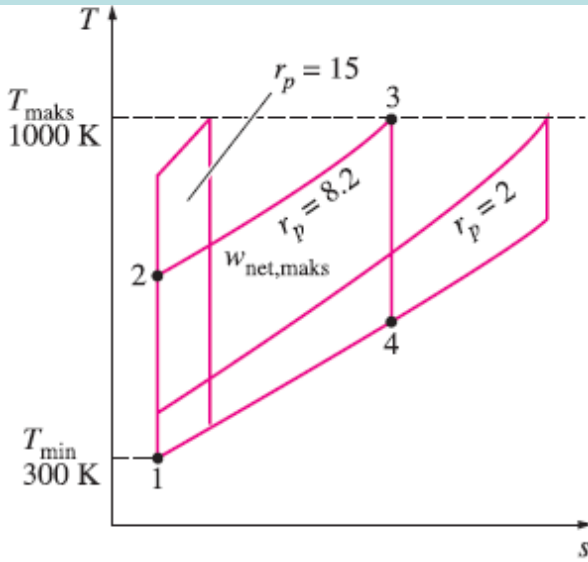
$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

İdeal Brayton çevriminin ısı veriminin basınç oranına göre değişimi.



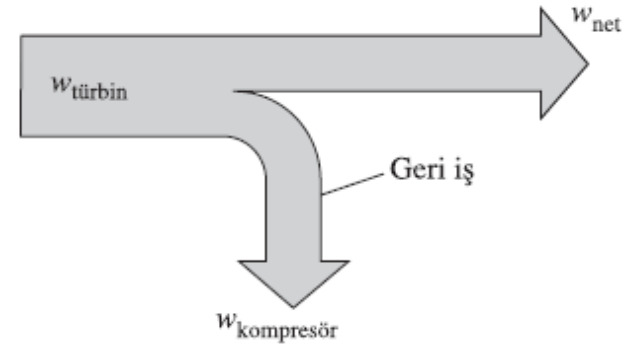
İdeal Brayton çevriminin T-s ve P-v diyagramları.

Gaz türbinleri günümüzde yaygın olarak *uçaklarda* ve *elektriksel güç üretiminde* kullanılmaktadır.



Çevrimdeki en yüksek sıcaklık yanma sonunda (3 halinde) oluşmaktadır ve türbin kanat malzemesinin dayanabileceği en yüksek sıcaklıkla sınırlıdır. Bu kısıtlama çevrimin basınç oranını da sınırlamaktadır.

Gaz türbinlerinde hava, yakıtın yanması için gerekli oksitleyiciyi sağlar ve çeşitli elemanlardaki sıcaklıkları güvenli sınırlar içinde tutabilmek için soğutucu görevi yapar. İkinci işlevin yerine getirilebilmesi için, gaz türbinlerinde tam yanma için gerekenden daha fazla hava kullanılır. Kütlesel hava-yakıt oranının 50 veya üzerinde olması olağandır.



Belirli $T_{\min}$ ve $T_{\max}$ için Brayton çevriminin net işi artan basınç oranıyla önce artar, $r_p = [(T_{\max}/T_{\min})^k / 2(k-1)]$, basınç oranında en yüksek değere ulaşır ve sonra tekrar azalır.

Kompresörü çalıştırmak için kullanılan işin türbin işine oranına, geri iş oranı denir.

Gaz Türbinlerinin Gelişimi

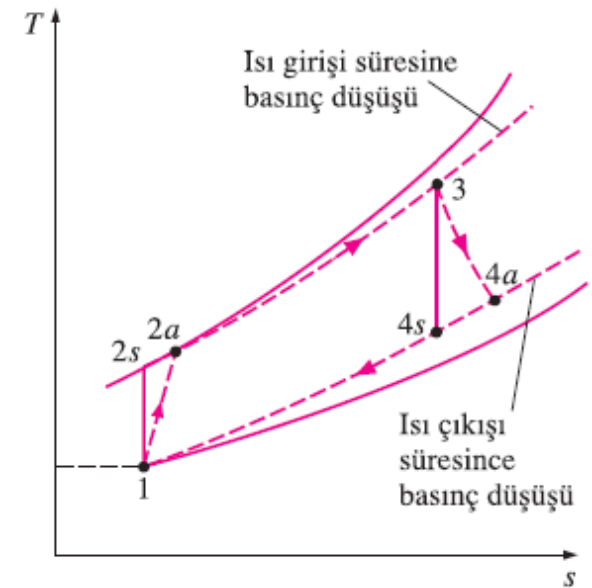
1. Türbin giriş (veya yanma) sıcaklığının artırılması:
2. Turbomakinelerin verimlerinin artırılması:
3. Temel çevrimde bazı değişikliklerin yapılması:

Gerçek Gaz Türbini Çevriminin İdeal Çevrimden Farklılığı

Sebepleri: Türbin ve kompresörlerdeki tersinmezlikler, basınç düşüşleri, ısı kayıpları.

Kompresör ve Türbinin adyabatik Verimleri

$$\eta_K = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad \eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

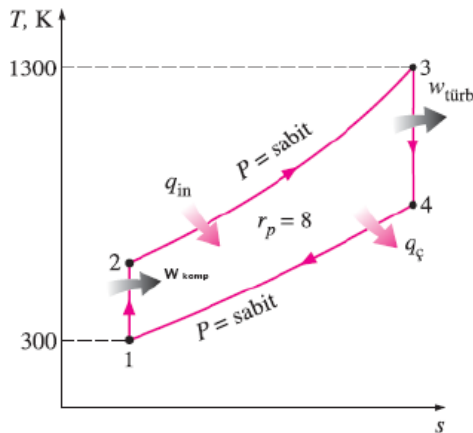


Gerçek gaz türbini çevriminin tersinmezlikler nedeniyle ideal Brayton çevriminden sapması.

Örnek 9-5

İdeal Brayton çevrimine göre çalışan bir gaz türbinli güç santralının basınç oranı 8'dir. Gaz sıcaklığı kompresör girişinde 300 K, türbin girişinde ise 1300 K'dir. Hava standardı kabullerini kullanarak, (a) kompresör ve türbin çıkışında gazın sıcaklığını, (b) geri iş oranını ve (c) çevrimin ısı verimini hesaplayın.

- Kabuller**
- 1 Sürekli çalışma koşulları mevcuttur.
 - 2 Hava standardı kabulleri uygulanabilir.
 - 3 Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri gözardı edilebilir.
 - 4 Özgül ısıların sıcaklıkla değişimi dikkate alınacaktır.



3-4 hal değişimi

$$T_3 = 1300 \text{ K} \rightarrow h_3 = 1395.97 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r3} = 330.9$$

(türbin çıkışında)

$$h_4 = 789.37 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = \left(\frac{1}{8}\right) (330.9) = 41.36 \rightarrow T_4 = 770 \text{ K}$$

(a) kompresör ve türbin çıkışında gazın sıcaklığı

1-2 hal değişimi

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1.386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (8)(1.386) = 11.09 \rightarrow T_2 = 540 \text{ K}$$

(kompresör çıkışında)

$$h_2 = 544.35 \text{ kJ/kg}$$

(b) Geri iş oranı

$$w_{\text{komp,g}} = h_2 - h_1 = 544.35 - 300.19 = 244.16 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{türb,ç}} = h_3 - h_4 = 1395.97 - 789.37 = 606.60 \text{ kJ/kg}$$

$$r_{\text{gi}} = \frac{w_{\text{komp,g}}}{w_{\text{türb,ç}}} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{606.60 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.403}$$

(c) Çevrimin ısı verimi,

$$q_g = h_3 - h_2 = 1395.97 - 544.35 = 851.62 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = w_{\text{ç}} - w_{\text{g}} = 606.60 - 244.16 = 362.4 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = \frac{362.4 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.426 \text{ veya } \%42.6}$$

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{ç}}}{q_g}$$

$$q_{\text{ç}} = h_4 - h_1 = 789.37 - 300.19 = 489.2 \text{ kJ/kg}$$

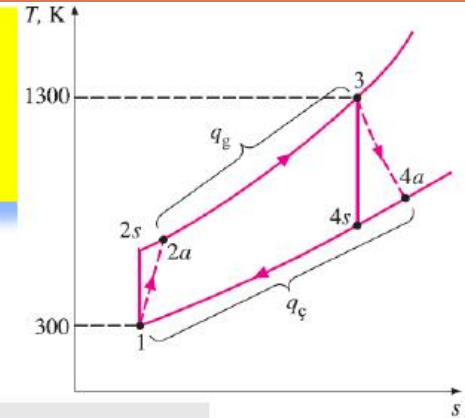
Soğuk hava standardı kabulleri altında (oda sıcaklığında sabit özgül ısı değerleri) ısı verim denkleminde belirlenebilir:

$$\eta_{\text{th,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{8^{(1.4-1)/1.4}} = 0.448$$

Örnek 9-6

Kompresör verimini yüzde 80, türbin verimini yüzde 85 alarak, 9-5 örneğinde incelenen gaz türbini çevriminin (a) geri iş oranını, (b) ısı verimini ve (c) havanın türbinden çıkış sıcaklığını hesaplayın.

(a) geri iş oranı



$$\text{Kompresör:} \quad w_{\text{komp,g}} = \frac{w_s}{\eta_c} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{0.80} = 305.20 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Türbin:} \quad w_{\text{türb,ç}} = \eta_T w_s = (0.85)(606.60 \text{ kJ/kg}) = 515.61 \text{ kJ/kg}$$

$$r_{\text{gi}} = \frac{w_{\text{komp,g}}}{w_{\text{türb,ç}}} = \frac{305.20 \text{ kJ/kg}}{515.61 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.592}$$

(b) ısı verim

$$\begin{aligned} w_{\text{komp,g}} &= h_{2a} - h_1 \rightarrow h_{2a} = h_1 + w_{\text{komp,g}} \\ &= 300.19 + 305.20 \\ &= 605.39 \text{ kJ/kg} \quad (\text{ve } T_{2a} = 598 \text{ K}) \end{aligned}$$

$$q_g = h_3 - h_{2a} = 1395.97 - 605.39 = 790.58 \text{ kJ/kg}$$
$$w_{\text{net}} = w_{\text{ç}} - w_g = 515.61 - 305.20 = 210.41 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = \frac{210.41 \text{ kJ/kg}}{790.58 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.266 \text{ veya } \%26.6}$$

(c) havanın türbinden çıkış sıcaklığı

$$w_{\text{türb,ç}} = h_3 - h_{4a} \rightarrow h_{4a} = h_3 - w_{\text{türb,ç}}$$
$$= 1395.97 - 515.61$$
$$= 880.36 \text{ kJ/kg}$$

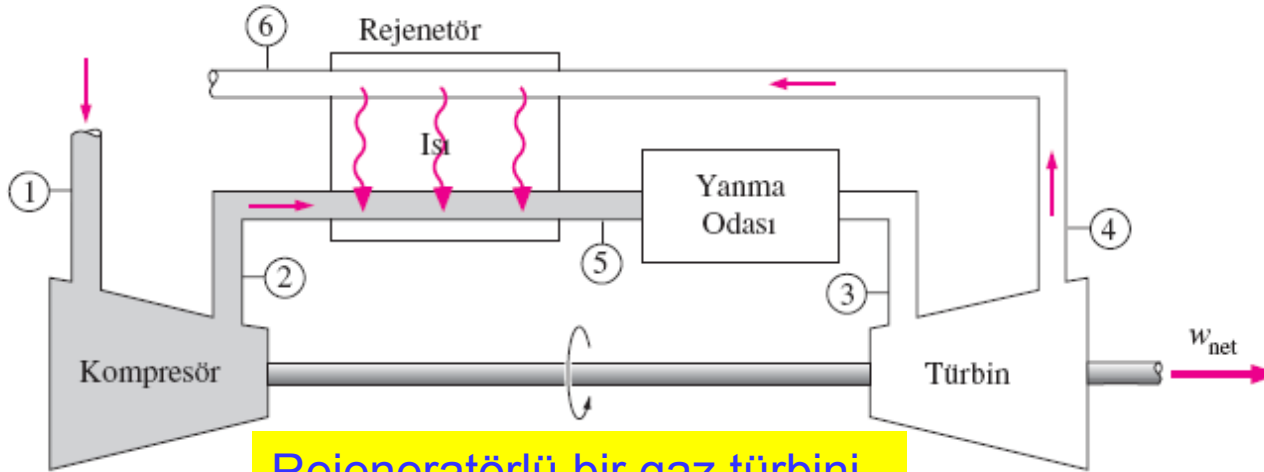
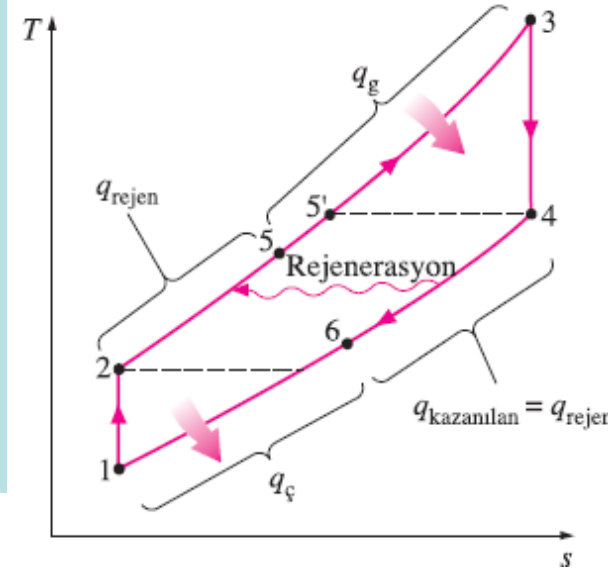
$$T_{4a} = \mathbf{853 \text{ K}}$$

Türbin çıkışındaki sıcaklık kompresör çıkış sıcaklığının ($T_{2a} = 598 \text{ K}$) oldukça üzerindedir. Bu nedenle yakıt maliyetini azaltmak için bir rejeneratör kullanımı düşünülebilir.

REJENERATÖRLÜ BRAYTON ÇEVİRİMİ

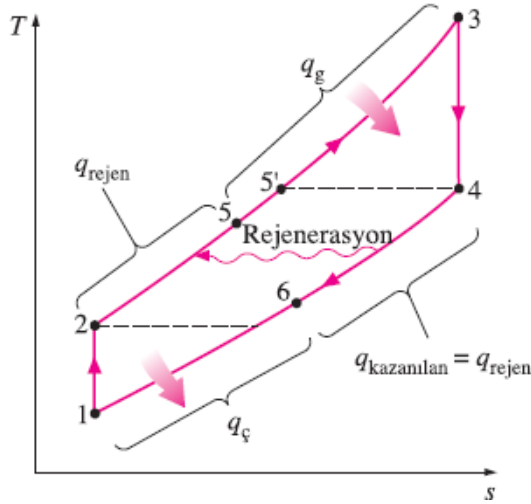
Gaz türbinlerinde türbinden çıkan egzoz gazlarının sıcaklığı, genellikle kompresörden çıkan havanın sıcaklığından çok daha yüksektir. Kompresörden çıkan yüksek basınçlı hava **rejeneratör** veya **rekuperatör** adı verilen ters akışlı bir ısı değiştiricisinde türbinden çıkan yanma sonu gazlarıyla ısıtılabilir

Brayton çevriminin ısı verimi **rejeneratör** kullanımıyla artar. Çünkü aynı net işi elde etmek için çevrime verilmesi gereken ısı (ve dolayısıyla yakıt) gereksinimi azalır.



Rejeneratörlü bir gaz türbini..

*Rejenerasyonlu
bir Brayton
çevriminin T-s
diyagramı.*



Rejenerasyonlu bir Brayton çevriminin T-s diyagramı.

$$q_{\text{rejen,gerçek}} = h_5 - h_2$$

$$q_{\text{rejen,maks}} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2$$

Rejeneratör etkenliği

$$\epsilon = \frac{q_{\text{rejen,gerçek}}}{q_{\text{rejen,maks}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2}$$

Soğuk hava standartı kabulleriyle etkenlik

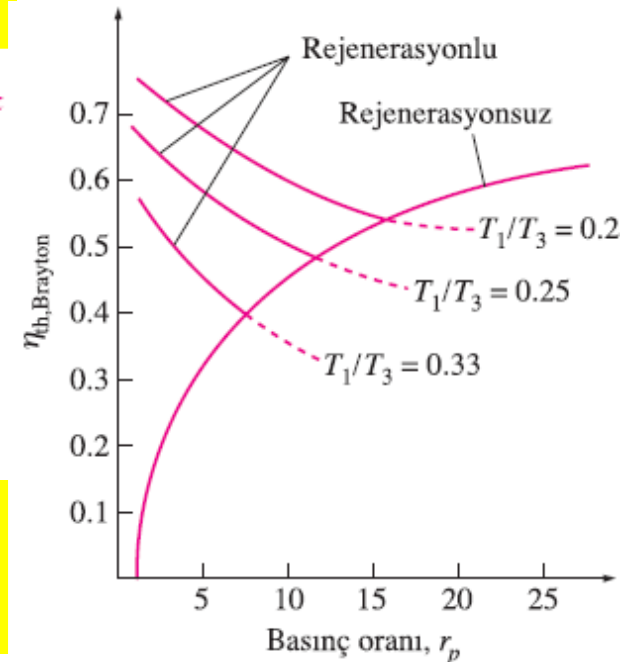
$$\epsilon \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

Soğuk hava kabulleri tesiriyle

$$\eta_{\text{th, rejen}} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3} \right) (r_p)^{(k-1)/k}$$

Yüksek basınç oranlarında rejenerasyon kullanılabilir mi?

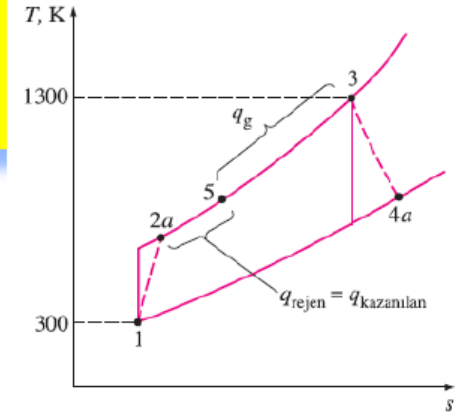
Rejenerasyonlu ve rejenerasyonsuz ideal Brayton çevrimi ısı verimi



Örnek 9-7

9-5 örneğindeki gaz türbinli güç santralini ısı verimini, sistemde etkinliği yüzde 80 olan bir rejeneratör bulunması durumunda hesaplayın.

$$\epsilon = \frac{h_5 - h_{2a}}{h_{4a} - h_{2a}}$$



$$0.80 = \frac{(h_5 - 605.39) \text{ kJ/kg}}{(880.36 - 605.39) \text{ kJ/kg}} \rightarrow h_5 = 825.37 \text{ kJ/kg}$$

$$q_g = h_3 - h_5 = (1395.97 - 825.37) \text{ kJ/kg} = 570.60 \text{ kJ/kg}$$

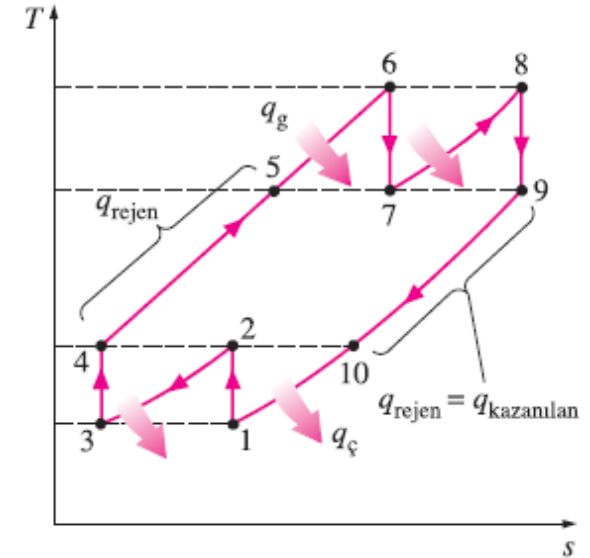
$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g} = \frac{210.41 \text{ kJ/kg}}{570.60 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.369 \text{ veya } \%36.9}$$

Sisteme rejeneratör eklenmesiyle santralin ısı verimi yüzde 26.6'dan yüzde 36.9'a yükselmiş, egzoz gazlarının ısı enerjisinin bir bölümü geri kazanılmıştır.

ARA SOĞUTMALI, ARA ISITMALI VE REJENERATÖRLÜ BRAYTON ÇEVİRİMİ

Kompresöre giren işin azaltılması ve türbinden elde edilen işin maksimuma çıkarmak için:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{ve} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9}$$

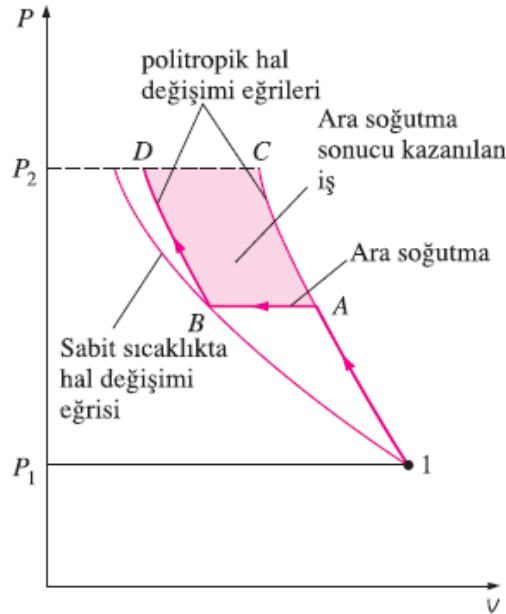


Ara soğutmalı iki kademeli sıkıştırma, ara ısıtmalı iki kademeli genişleme ve rejeneratöre sahip bir gaz türbini. .

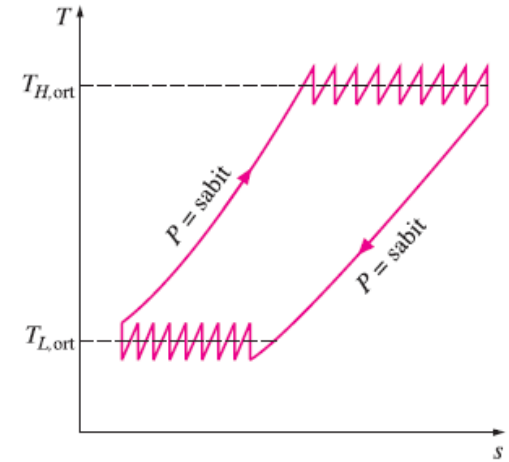
Ara soğutmalı çok kademeli sıkıştırma : Belirli iki basınç değeri arasında bir gazın sıkıştırılması için gereken işin, sıkıştırma işleminin kademeli olarak yapılması ve bu kademeler arasında gaza soğutma uygulanmasıyla yani, *ara soğutmalı çok kademeli sıkıştırma* yapılmasıyla azaltılabilir.

Ara ısıtmalı çok kademeli genişleme: İki basınç seviyesi arasında çalışan bir türbinden elde edilen iş, genişleme işleminin kademeli olarak gerçekleştirilmesi ve bu kademeler arasında gaza ısıtma uygulanmasıyla yani *ara ısıtmalı çok kademeli genişleme* yapılmasıyla artırılabilir.

Ara ısıtma ve soğutma: Gerçekte ara soğutma ve ara ısıtma, rejenerasyonla birlikte uygulanmadığında ısı verim her zaman azalır. **Neden?**



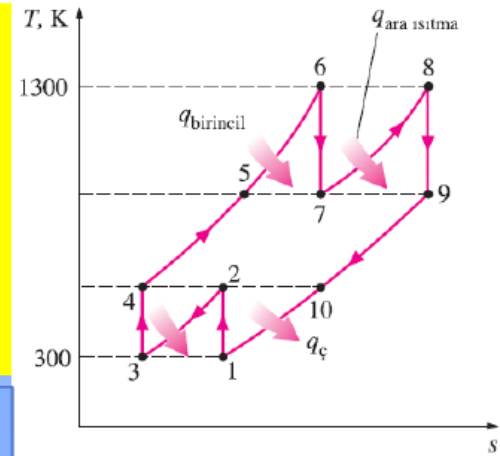
Tek kademeli bir kompresör (1AC) ile ara soğutmalı iki kademeli bir kompresör (1ABD) için gerekli işin karşılaştırılması.



Ara soğutmalı, ara ısıtmalı ve rejeneratörlü gaz türbini çevriminde sıkıştırma ve genişleme kademeleri sayısı arttıkça Ericsson çevrimine yaklaşılr.

Örnek 9-8

İdeal bir gaz türbini çevriminde sıkıştırma ve genişleme iki kademe yapılmakta olup, toplam basınç oranı 8'dir. Hava, kompresörün her iki kademesine 300 K sıcaklıkta, türbinin her iki kademesine 1300 K sıcaklıkta girmektedir. Bu gaz türbininin geri iş oranını ve ısı verimini, çevrimde (a) rejeneratör kullanılmaması ve (b) etkinliği yüzde 100 olan ideal bir rejeneratör kullanılması durumunda hesaplayın. Elde edilen sonuçları Örnek 9-5 ile karşılaştırın.



- Kabuller**
- 1 Sürekli çalışma kofulları mevcuttur.
 - 2 Hava standardı kabulleri uygulanabilir.
 - 3 Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri gözardı edilebilir.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \sqrt{8} = 2.83 \quad \text{ve} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} = \sqrt{8} = 2.83$$

Girişlerde: $T_1 = T_3, \quad h_1 = h_3 \quad \text{ve} \quad T_6 = T_8, \quad h_6 = h_8$

Çıkışlarda: $T_2 = T_4, \quad h_2 = h_4 \quad \text{ve} \quad T_7 = T_9, \quad h_7 = h_9$

(a) Rejenerasyon olmaması durumunda,

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1.386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = \sqrt{8}(1.386) = 3.92 \rightarrow T_2 = 403.3 \text{ K}$$

$$h_2 = 404.31 \text{ kJ/kg}$$

$$T_6 = 1300 \text{ K} \rightarrow h_6 = 1395.97 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r6} = 330.9$$

$$P_{r7} = \frac{P_7}{P_6} P_{r6} = \frac{1}{\sqrt{8}} (330.9) = 117.0 \rightarrow T_7 = 1006.4 \text{ K}$$

$$h_7 = 1053.33 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{komp,g}} = 2(w_{\text{komp,g,I}}) = 2(h_2 - h_1) = 2(404.31 - 300.19) = 208.24 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{türb,ç}} = 2(w_{\text{türb,ç,I}}) = 2(h_6 - h_7) = 2(1395.97 - 1053.33) = 685.28 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = w_{\text{türb,ç}} - w_{\text{komp,g}} = 685.28 - 208.24 = 477.04 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} q_g &= q_{\text{birincil}} + q_{\text{ara ısıtma}} = (h_6 - h_4) + (h_8 - h_7) \\ &= (1395.97 - 404.31) + (1395.97 - 1053.33) = 1334.30 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$r_{\text{gi}} = \frac{w_{\text{komp,g}}}{w_{\text{türb,ç}}} = \frac{208.24 \text{ kJ/kg}}{685.28 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.304 \text{ veya } \%30.4}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = \frac{477.04 \text{ kJ/kg}}{1334.30 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.358 \text{ veya } \%35.8}$$

Çok kademeli ara soğutma ve ısıtmalı sıkıştırma genişlemenin geri iş oranını azalttığı (% 40.3'ten %30.4'e) fakat bununla birlikte ısı verimi de düşürdüğü (% 42.6'dan %35.8'e) görülmektedir. Bu nedenle gaz türbinli güç santrallerinde sisteme rejeneratör eklenmeden ara soğutma ve ara ısıtmanın yapılması önerilmez.

(b) etkinliği yüzde 100 olan ideal bir rejeneratör kullanılması durumunda

$$\begin{aligned} q_g &= q_{\text{birincil}} + q_{\text{ara ısıtma}} = (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7) \\ &= (1395.97 - 1053.33) + (1395.97 - 1053.33) = 685.28 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = \frac{477.04 \text{ kJ/kg}}{685.28 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.696 \text{ veya } \%69.6}$$

Rejeneratörün eklenmesiyle ısı verim hemen hemen iki katına çıkmaktadır. Çok kademeli ara soğutmalı sıkıştırma, çok kademeli ara ısıtmalı genişleme ve rejeneratör kullanımının ısı verim üzerindeki toplam etkisi yüzde 63'lük bir artıştır. Sıkıştırma ve genişleme kademelerinin sayısı arttıkça, çevrim Ericsson çevrimine benzeyecek ve ısı verim

$$\eta_{\text{th, Ericsson}} = \eta_{\text{th, Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300 \text{ K}}{1300 \text{ K}} = 0.769$$

İkinci kademenin eklenmesi ısı verimi yüzde 27'lik bir artışla, yüzde 42.6'dan yüzde 69.6'ya yükseltmektedir. Verimdeki bu artış önemli bir düzeydedir ve ikinci kademe için fazladan yapılması gereken harcamayı haklı gösterebilir. Fakat daha fazla kademenin eklenmesi (kaç adet olursa olsun) verimi en fazla yüzde 7.3 kadar artıracaktır ve yapılan harcama büyük bir olasılıkla ekonomik açıdan karşılıksız kalacaktır.

İDEAL TEPKİLİ ÇEVİRİMLER

Hafif ve küçük olduklarından ve güç/ağırlık oranları yüksek olduğundan, gaz türbinleri uçaklarda yaygın olarak kullanılmaktadır.

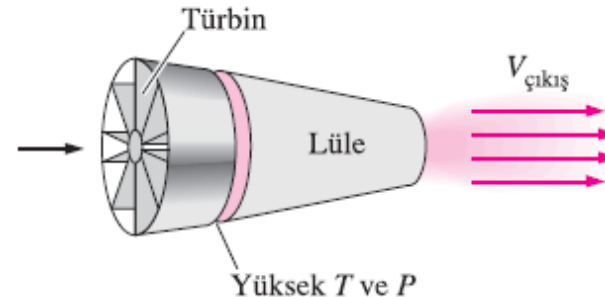
Uçaklarda kullanılan gaz türbinleri, tepkili çevrim adıyla bilinen açık bir çevrime göre çalışırlar.

İdeal tepkili çevrim, basit ideal brayton çevrimine benzer. Ancak tepkili çevrimde gazlar, türbinde çevre basıncına kadar genişletilmezler. Bunun yerine türbindeki genişleme, sadece kompresörü ve küçük bir jeneratör ile hidrolik pompalar gibi diğer yardımcı donanımları çalıştırmaya yetecek gücü sağlayacak basınca kadar yapılır.

Tepkili çevrimin net işi sıfırdır. Türbinden çıkan yüksek basınçlı gazlar bir lülede genişleyerek hız kazanır ve uçağı itecek tepkiyi sağlar.

Uçağın hareketi, bir akışkanın, uçağın gidiş yönüne ters yönde ivmelendirilmesiyle sağlanır. Bu işlem, büyük bir akışkan kütlelerinin yavaş bir şekilde ivmelendirilmesiyle (pervaneli motor) veya az bir akışkan kütlelerine büyük bir ivme kazandırılmasıyla (jet veya turbojet (tepkili) motor) olabildiği gibi, her iki yöntemin birlikte uygulanmasıyla (turboprop motor) da olabilir.

Jet motorlarında, türbinden çıkan yüksek sıcaklık ve basınçtaki gazlar bir lülede ivmelendirilerek tepki üretilir.

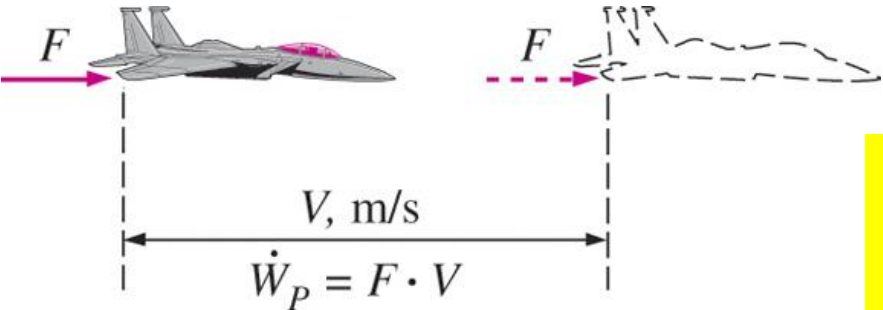


İtme(itici güç)

$$F = (\dot{m}V)_{\text{çıkış}} - (\dot{m}V)_{\text{giriş}} = \dot{m} (V_{\text{çıkış}} - V_{\text{giriş}}) \quad (\text{N})$$

İtici güç

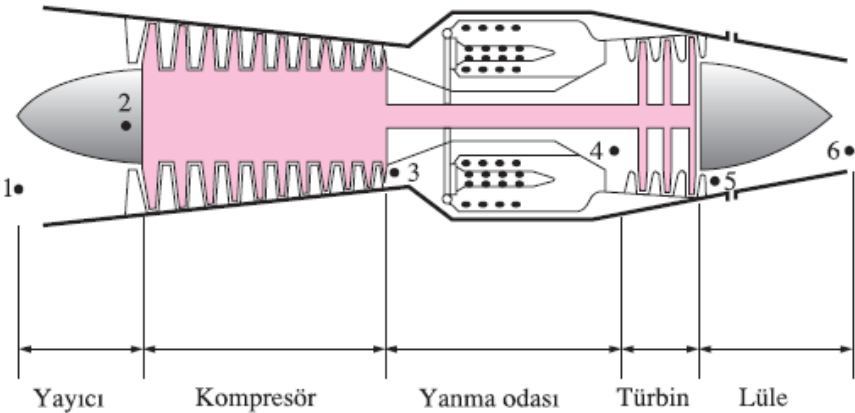
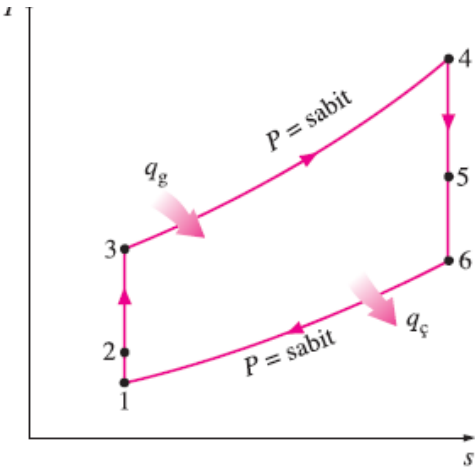
$$\dot{W}_P = FV_{\text{uçak}} = \dot{m} (V_{\text{çıkış}} - V_{\text{giriş}}) V_{\text{uçak}} \quad (\text{kW})$$



Tepki verimi

$$\eta_P = \frac{\text{Tepki gücü}}{\text{Sağlanan ısıl güç}} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{Q}_g}$$

Tepki gücü, birim zamanda bir mesafe boyunca uçağa etki eden kuvvettir.



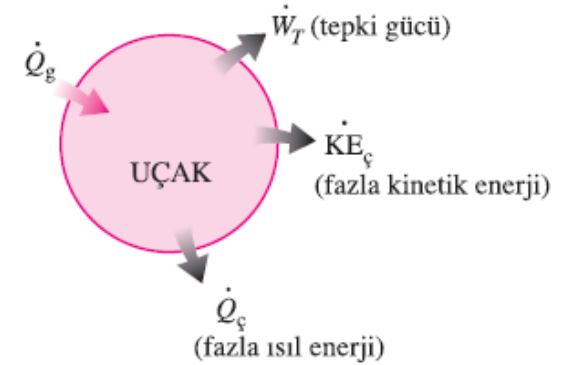
Bir tepkili motorun başlıca bölümleri ve ideal tepkili çevrimin T-s diyagramı.

Tepkili Motorlardaki Gelişmeler

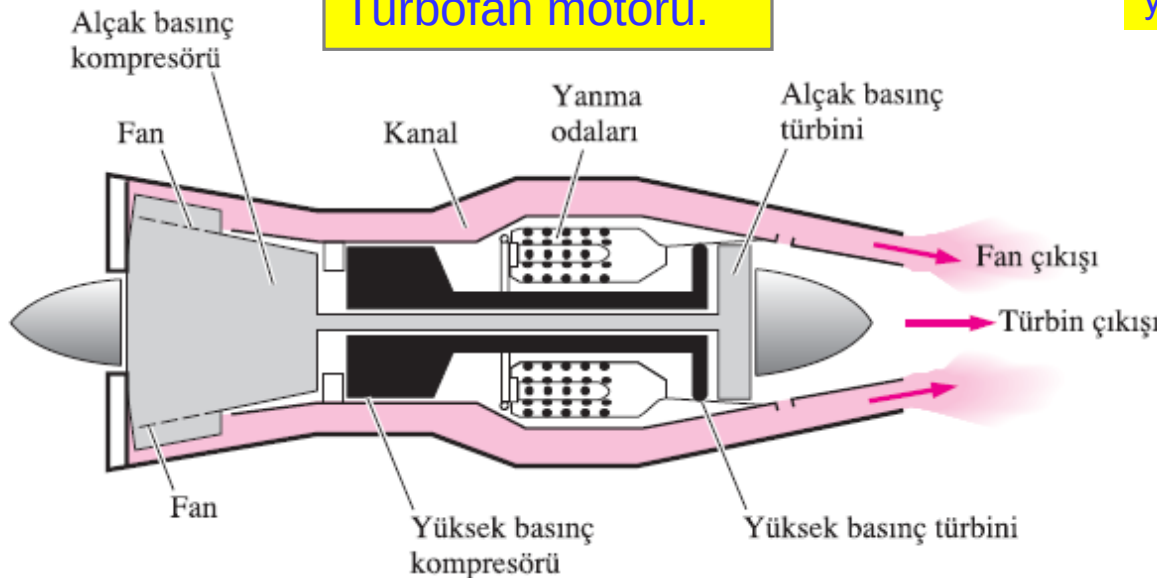
Birinci kuşak uçaklar, otomobil motorlarına çok benzeyen motorlarla çalışan pervaneli uçaklardı.

Pervaneli ve tepkili motorların kendilerine has üstünlükleri ve eksik yanları vardır. Her iki motorun üstün yanlarını tek bir motorda birleştirmeye yönelik çabalar da olmuştur.

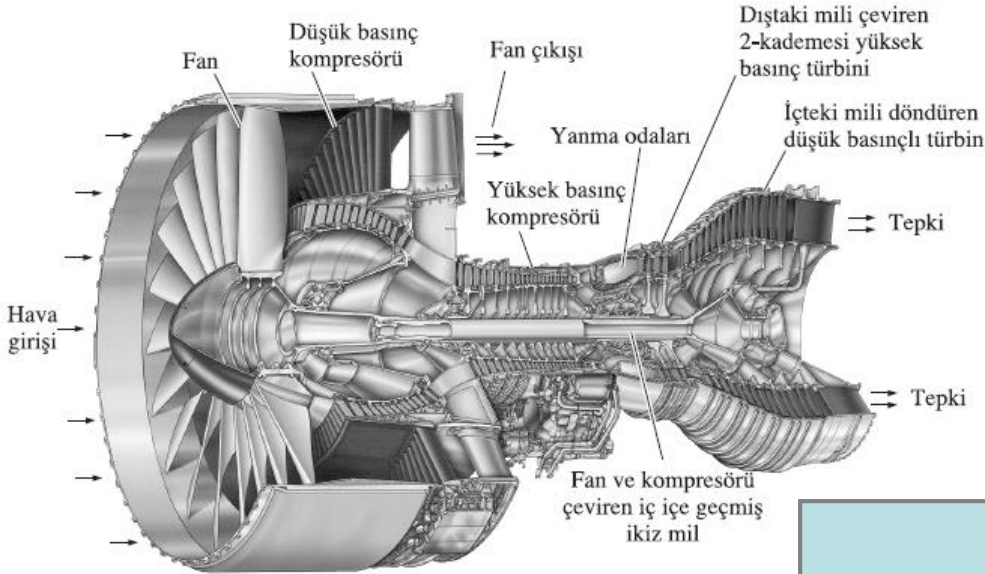
Bu yönde sağlanan gelişmelerden ikisi **propjet motoru** ve **turbofan motoru** olarak bilinir.



Uçağa sağlanan enerji (yakıtın yakılmasıyla) değişik biçimlere dönüşür.

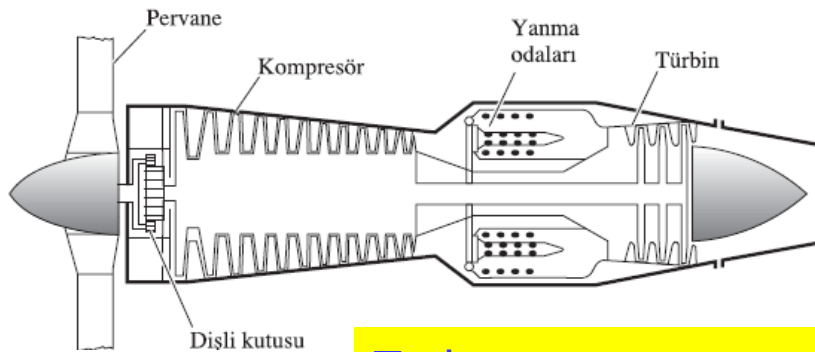


Günümüzde en yaygın olarak kullanılan uçak motoru **turbofan** (veya *fanjet*) motorudur. Bu motorda türbine bağlı büyük bir fan (pervane) Şekil 9-52 ve Şekil 9-53'te görüldüğü gibi, oldukça yüksek debide havayı, tepkili motoru çevreleyen bir kanalda akmaya zorlar.



Boeing 777 uçağında kullanılan modern bir jet motoru. 84000 pound değerinde tepki kuvveti oluşturan bir Pratt & Whitney PW4084 tipi turbofan. Uzunluk: 4.87 m (192 in), Fan çapı: 2.84 m (112 in), Kütle: 6800 kg (15000 lbm).

Çeşitli motor tipleri :
Turbofan, Propjet, Ramjet, Sacramjet, Rocket



Turboprop motoru



Ramjet motoru

GAZ AKIŞKANLI GÜÇ ÇEVİRİMLERİNİN İKİNCİ YASA ÇÖZÜMLEMESİ

$$X_{yo} = T_0 S_{\text{üret}} = T_0 (\Delta S_{\text{sis}} - S_g + S_{\phi})$$

$$= T_0 \left[(S_2 - S_1)_{\text{sis}} - \frac{Q_g}{T_{\text{sin,g}}} + \frac{Q_{\phi}}{T_{\text{sin,\phi}}} \right] \quad (\text{kJ})$$

Kapalı sistemler için tersinmezlik

$$\dot{X}_{yo} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = T_0 (\dot{S}_{\phi} - \dot{S}_g) = T_0 \left(\sum_{\phi} \dot{m} s - \sum_g \dot{m} s - \frac{\dot{Q}_g}{T_{\text{sin,g}}} + \frac{\dot{Q}_{\phi}}{T_{\text{sin,\phi}}} \right) \quad (\text{kW})$$

Sürekli akışlı sistem için tersinmezlik

$$X_{yo} = T_0 S_{\text{üretim}} = T_0 \left(s_{\phi} - s_g - \frac{q_g}{T_{\text{sin,g}}} + \frac{q_{\phi}}{T_{\text{sin,\phi}}} \right) \quad (\text{kJ/kg})$$

Sürekli akışlı, bir giriş, bir çıkış

$$x_{yo} = T_0 \left(\sum \frac{q_{\phi}}{T_{\text{sin,\phi}}} - \sum \frac{q_g}{T_{\text{sin,g}}} \right) \quad (\text{kJ/kg})$$

Bir çevrim için tersinmezlik

$$x_{yo} = T_0 \left(\frac{q_{\phi}}{T_L} - \frac{q_g}{T_H} \right) \quad (\text{kJ/kg})$$

Yalnızca iki ısı enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunan çevrim için tersinmezlik

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg})$$

Kapalı sistem için kullanılabilirlik

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

açık sistem için kullanılabilirlik

Bu çevrimlerin ikinci-yasa çözümlemesi, tersinmezliklerin en çok nerelerde meydana geldiğini belirlemek ve geliştirilmelerine ışık tutmak bakımından önemlidir.

Örnek 9-10

Önceki örnekte 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.

$r = 8$	$P_2 = 1.7997 \text{ MPa}$
$T_0 = 290 \text{ K}$	$P_3 = 4.345 \text{ MPa}$
$T_1 = 290 \text{ K}$	$q_g = 800 \text{ kJ/kg}$
$T_2 = 652.4 \text{ K}$	$q_c = 381.83 \text{ kJ/kg}$
$T_3 = 1575.1 \text{ K}$	$w_{\text{net}} = 418.17 \text{ kJ/kg}$

$$\begin{aligned} s_3 - s_2 &= s_3^\circ - s_2^\circ - R \ln \frac{P_3}{P_2} \\ &= (3.5045 - 2.4975) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} - (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{4.345 \text{ MPa}}{1.7997 \text{ MPa}} \\ &= 0.7540 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

$$q_g = 800 \text{ kJ/kg} \quad \text{ve} \quad T_{\text{kaynak}} = 1700 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} x_{\text{yo},23} &= T_0 \left[(s_3 - s_2)_{\text{sis}} - \frac{q_g}{T_{\text{kaynak}}} \right] \\ &= (290 \text{ K}) \left[0.7540 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} - \frac{800 \text{ kJ/kg}}{1700 \text{ K}} \right] \\ &= 82.2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$x_{yo,41} = T_0 \left[(s_1 - s_4)_{\text{sis}} + \frac{q_{\text{ç}}}{T_{\text{kuyu}}} \right] = (290 \text{ K}) \left[-0.7540 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} + \frac{381.83 \text{ kJ/kg}}{290 \text{ K}} \right]$$

$$= 163.2 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{yo,\text{çevrim}} = x_{yo,12} + x_{yo,23} + x_{yo,34} + x_{yo,41}$$

$$= 0 + 82.2 \text{ kJ/kg} + 0 + 163.2 \text{ kJ/kg}$$

$$= \mathbf{245.4 \text{ kJ/kg}}$$

$$\phi_4 = (u_4 - u_0) - T_0(s_4 - s_0) + P_0(v_4 - v_0)$$

$$s_4 - s_0 = s_4 - s_1 = 0.7540 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$u_4 - u_0 = u_4 - u_1 = q_{\text{ç}} = 381.83 \text{ kJ/kg}$$

$$v_4 - v_0 = v_4 - v_1 = 0$$

$$\phi_4 = 381.83 \text{ kJ/kg} - (290 \text{ K})(0.7540 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) + 0 = \mathbf{163.2 \text{ kJ/kg}}$$

Eğer egzoz gazları tersinir bir hal değişimiyle çevre koşullarına getirilebilseydi, 163.2 kJ/kg iş elde edilebilirdi.

ÖZET

- Güç çevrimlerinin analizinde temel kabuller
- Carnot çevrimi ve onun mühendislikteki önemi
- Hava standartı kabulleri
- Pistonlu motorlara genel bir bakış
- Otto çevrimi: Buji ateşlemeli motorların ideal çevrimi
- Dizel çevrim: Sıkıştırma ateşlemeli motorların ideal çevrimi
- Stirling ve Ericsson çevrimleri
- Brayton çevrimi: Gaz türbinleri için ideal çevrim
- Rejeneratörlü Brayton çevrimi
- Ara soğutmalı ,ara ısıtmalı ve rejenaratörlü Brayton çevrimi
- Ideal tepkili çevrim
- Gaz akışkanlı güç çevrimlerinin ikinci yasa analizi

BÖLÜM 10

BUHARLI VE BİRLEŞİK GÜÇ ÇEVİRİMLERİ

Amaçlar

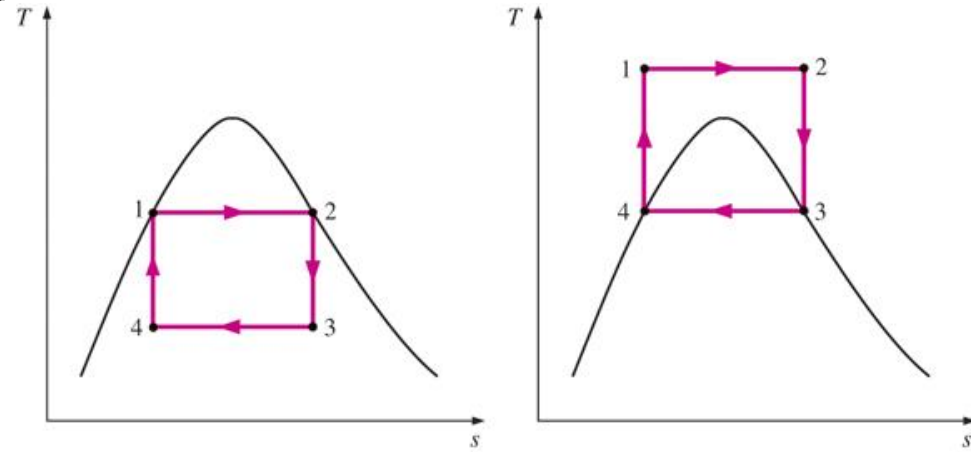
- İş akışkanının çevrimde dönüşümlü olarak buharlaştırıldığı ve yoğunlaştırıldığı buharlı güç çevrimlerini çözümlmek.
- Kojenerasyon olarak adlandırılan, bileşik ısı-güç üretim sistemlerini çözümlmek.
- Ara ısıtmalı ve ara buhar almalı buharlı güç çevrimlerini çözümlmek.
- Birleşik çevrimler ve ikili çevrimler olarak bilinen ve iki farklı çevrimden oluşan güç çevrimlerini çözümlmek.
- Çevrimin ısı verimini artırmaya yönelik olarak temel Rankine buharlı güç çevriminde yapılabilecek düzenlemeleri incelemek.
- İkili çevrimlere ilişkin kavramları tanımak.

CARNOT BUHAR ÇEVİRİMİ

Belirli iki sıcaklık sınırı arasında çalışan en yüksek verimli çevrim Carnot çevrimidir buharlı güç santralleri için ideal bir çevrim değildir. Çünkü;

1-2 hal değişimi: Çevrimde kullanılabilecek en yüksek sıcaklığı önemli ölçüde kısıtlar (bu değer su için 374 C'dir). Çevrimin en yüksek sıcaklığının bu şekilde sınırlandırılması, ısı verimin de sınırlandırılması anlamına gelir. **2-3 hal değişimi:** Genişleme işlemi sırasında buharın kuruluk derecesi azalır. Sıvı zerreciklerinin türbin kanatlarına çarpması, türbin kanatlarında aşınmaya ve yıpranmaya yol açar. **4-1 hal değişimi:** İzantropik sıkıştırma işlemi sıvı-buhar karışımının doymuş sıvı haline sıkıştırılmasını gerektirmektedir. Bu işlemle ilgili iki zorluk vardır. Birincisi, yoğunlaşmanın 4 halinde istenen kuruluk derecesine sahip olarak son bulacak şekilde hassas olarak kontrol edilmesi kolay değildir. İkincisi, iki fazlı akışkanı sıkıştıracak şekilde bir kompresörün tasarlanması uygulamada zordur

- 1-2 Kazanda izotermal ısı geçişi
- 2-3 Türbinde izantropik sıkıştırma
- 3-4 Kondenserde izotermal ısı çıkışı
- 4-1 Kompresörde izantropik sıkıştırma



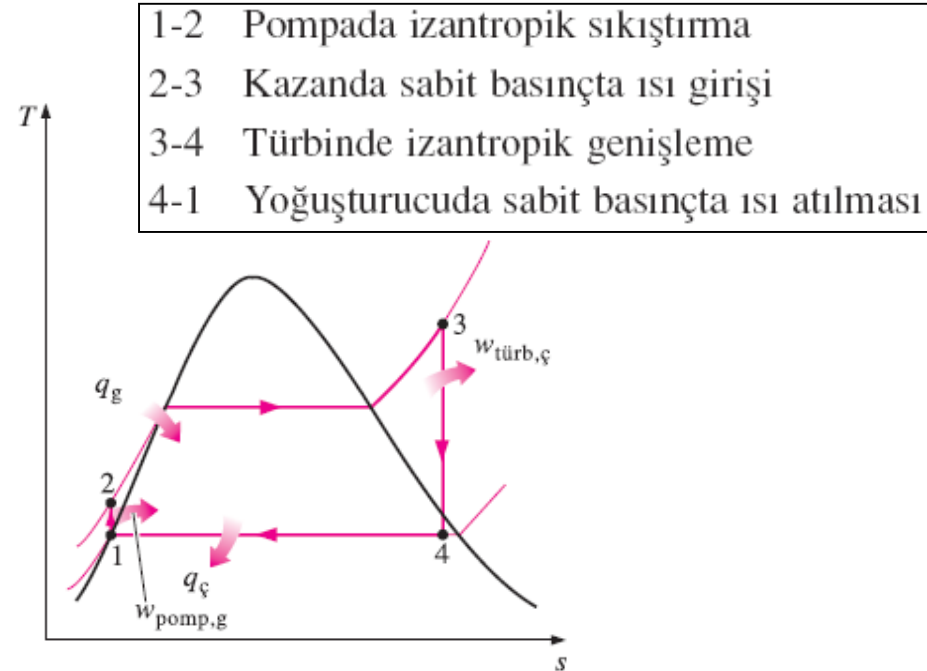
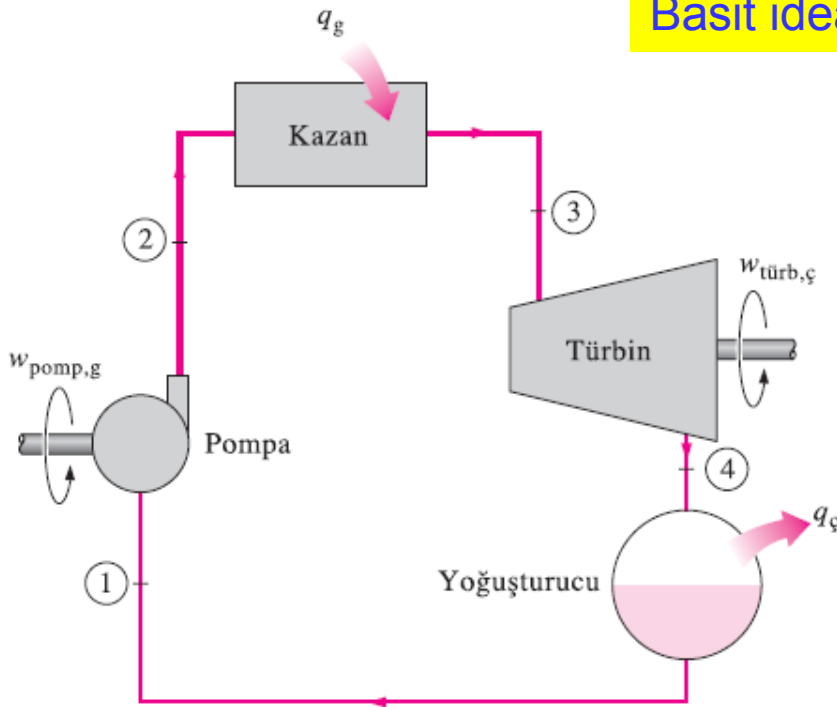
İki Carnot buhar çevriminin T-s diyagramları

RANKİNE ÇEVİRİMİ: BUHARLI GÜÇ ÇEVRİMLERİ İÇİN İDEAL ÇEVİRİM

Carnot çevriminin uygulanmasında karşılaşılan sorunların bir çoğu, kazanda suyun kızgın buhar haline ısıtılması ve yoğuşturucuda doymuş sıvı haline soğutulmasıyla giderilebilir.

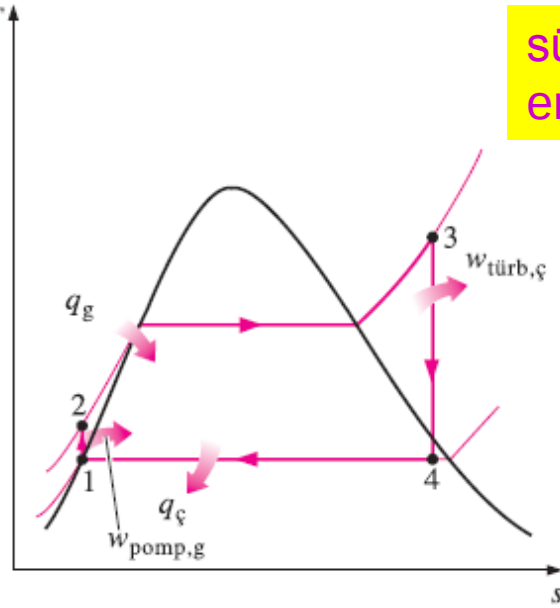
Oluşan bu çevrim, buharlı güç santrallerinin ideal çevrimi olan **Rankine çevrimidir**. İdeal Rankine çevrimi, içten tersinmezliklerin olmadığı dört hal değişiminden oluşur:

Basit ideal Rankine çevrimi



İdeal Rankine Çevriminin Enerji Çözömlemesi

sürekli akışlı
enerji denklemi



ABD'deki güç santrallerinin dönüşüm verimleri genellikle, 1 kWh elektrik enerjisi üretmek için Btu cinsinden harcanan ısı olarak tanımlanan, **ısı oranı** ile ifade edilir.

$$\eta_{th} = \frac{3412 \text{ (Btu/kWh)}}{\text{Isı oranı (Btu/kWh)}}$$

$$(q_g - q_{\dot{c}}) + (w_g - w_{\dot{c}}) = h_{\text{çıkış}} - h_{\text{giriş}}$$

Pompa ($q = 0$):

$$w_{\text{pomp,g}} = h_2 - h_1$$

veya,

$$w_{\text{pomp,g}} = v(P_2 - P_1)$$

burada

$$h_1 = h_f @ P_1 \quad \text{ve} \quad v \cong v_1 = v_f @ P_1$$

dir.

Kazan ($w = 0$):

$$q_g = h_3 - h_2$$

Türbin ($q = 0$):

$$w_{\text{turb,ç}} = h_3 - h_4$$

Yoğusturucu ($w = 0$):

$$q_{\dot{c}} = h_4 - h_1$$

Rankine çevriminin ısı verimi

$$\eta_{th} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = 1 - \frac{q_{\dot{c}}}{q_g}$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada

$$w_{\text{net}} = q_g - q_{\dot{c}} = w_{\text{turb,ç}} - w_{\text{pomp,g}}$$

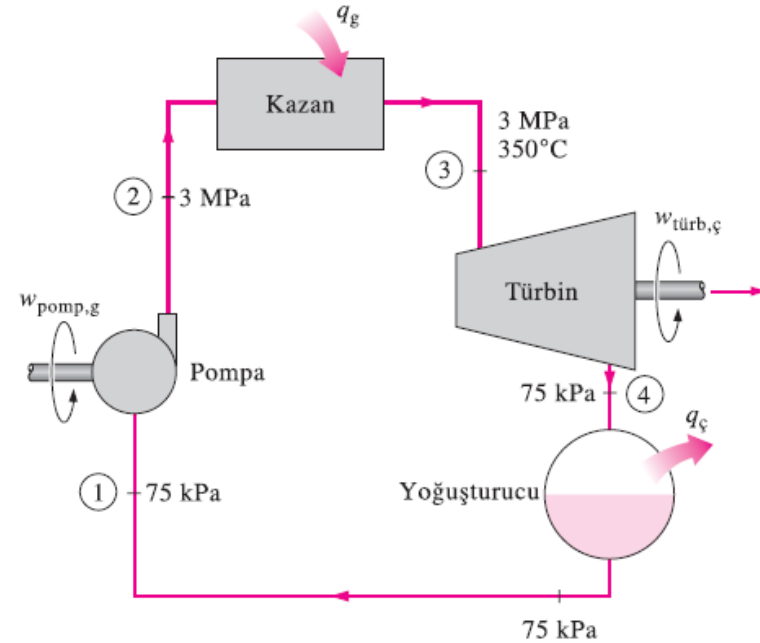
olmaktadır.

Isıl verim aynı zamanda, çevrime ısı girişini gösteren eğrinin altında kalan alana oranı şeklinde yorumlanabilir.

ÖRNEK

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 yoğunlaşmaktadır. Çevrimin ısı verimini hesaplayın.

Çözüm 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.



$$1 \text{ Hali: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 75 \text{ kPa} \\ \text{Doymuş sıvı} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_f @ 75 \text{ kPa} = 384.44 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_f @ 75 \text{ kPa} = 0.001037 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$2 \text{ Hali: } \begin{array}{l} P_2 = 3 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}$$

$$w_{\text{pomp,g}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.001037 \text{ m}^3/\text{kg})[(3000 - 75) \text{ kPa}]\left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3}\right)$$

$$= 3.03 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pomp,g}} = (384.44 + 3.03) \text{ kJ/kg} = 387.47 \text{ kJ/kg}$$

3 Hali: $\left. \begin{array}{l} P_3 = 3 \text{ MPa} \\ T_3 = 350^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = 3116.1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6.7450 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$

4 Hali: $P_4 = 75 \text{ kPa}$ (Doymuş sıvı-buhar karışımı)

$$s_4 = s_3$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 1.2132}{6.2426} = 0.8861$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 384.44 + 0.8861(2278.0) = 2403.0 \text{ kJ/kg}$$

$$q_g = h_3 - h_2 = (3116.1 - 387.47) \text{ kJ/kg} = 2728.6 \text{ kJ/kg}$$

$$q_\varsigma = h_4 - h_1 = (2403.0 - 384.44) \text{ kJ/kg} = 2018.6 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_\varsigma}{q_g} = 1 - \frac{2018.6 \text{ kJ/kg}}{2728.6 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.260 \text{ veya } \% 26}$$

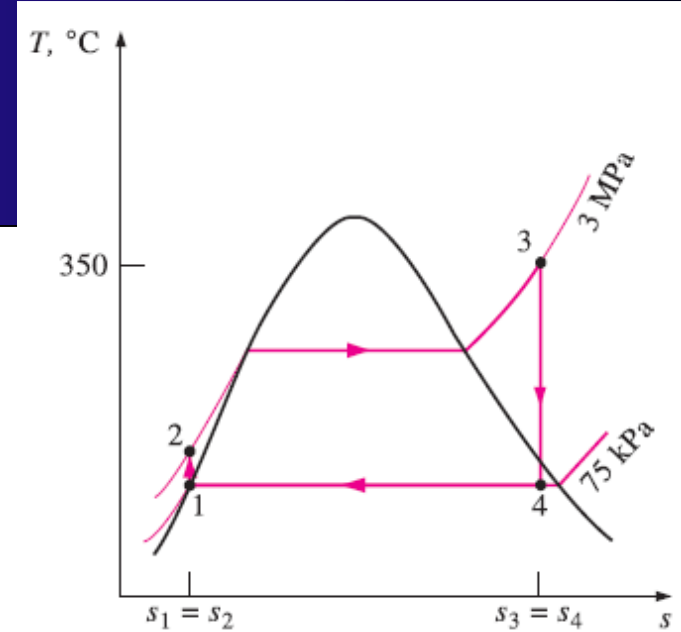
Isıl verim net iş bulunarak da hesaplanabilir:

$$w_{\text{türb,ç}} = h_3 - h_4 = (3116.1 - 2403.0) \text{ kJ/kg} = 713.1 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = w_{\text{türb,ç}} - w_{\text{pomp,g}} = (713.1 - 3.03) \text{ kJ/kg} = 710.1 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = q_g - q_{\text{ç}} = (2728.6 - 2018.6) \text{ kJ/kg} = 710.0 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = \frac{710.0 \text{ kJ/kg}}{2728.6 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.260 \text{ veya } \% 26}$$



Böylece güç santrali kazanda aldığı ısıнын yüzde 26'sını net işe dönüştürülebilmektedir. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan gerçek bir güç santralinin ısı verimi sürtünme ve benzeri tersinmezliklerden dolayı daha az olacaktır, santralin geri iş oranının ($r_{\text{gi}} = w_{\text{pompa}} / w_{\text{türbin}}$) 0.004 olduğu gözden kaçmamalıdır. Yani, türbin işinin sadece yüzde 0.4'ü pompayı çalıştırmak için kullanılmaktadır. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevriminin ısı verimini hesaplamakda yararlı olacaktır:

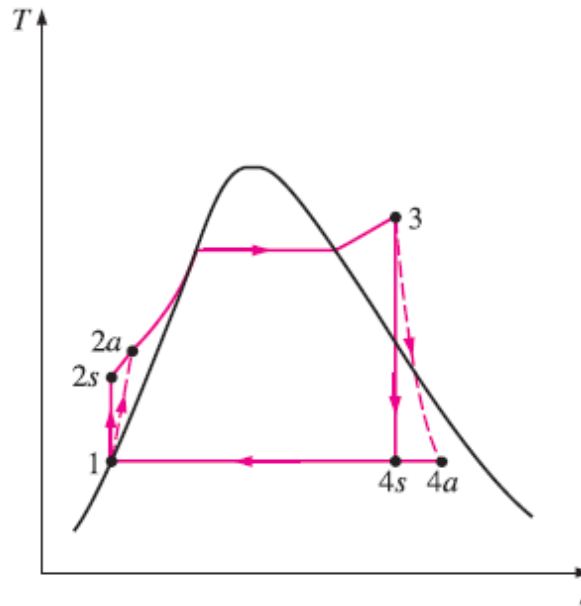
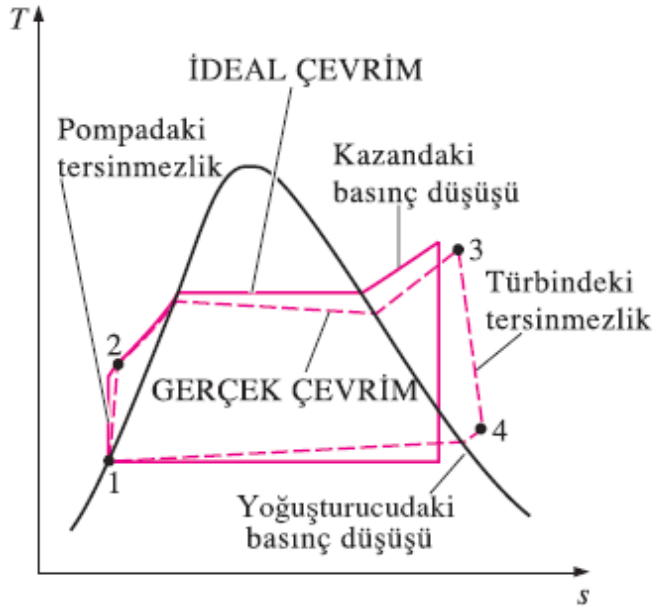
$$\eta_{\text{th, Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}} = 1 - \frac{(91.76 + 273) \text{ K}}{(350 + 273) \text{ K}} = 0.415$$

Isıl verimler arasındaki fark, Rankine çevrimine ısı geçişi sırasında buhar ve yanma sonu gazları arasındaki sıcaklık farkından ileri gelmektedir.

GERÇEK BUHARLI GÜÇ ÇEVİRİMİNİN İDEAL BUHARLI GÜÇ ÇEVİRİMİNDEN FARKI

Çeşitli tersinmezliklerden dolayı gerçek buharlı güç santrallerinin çevrimi, ideal Rankine çevriminden farklıdır.

Sürtünme ve çevreye olan ısı kayıpları tersinmezliklerin başlıca iki kaynağıdır.



İzantropik verimler

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

(a) Gerçek buharlı güç çevriminin ideal Rankine çevriminden farklılığı. (b) Pompa ve türbindeki tersinmezliklerin ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkileri.

ÖRNEK

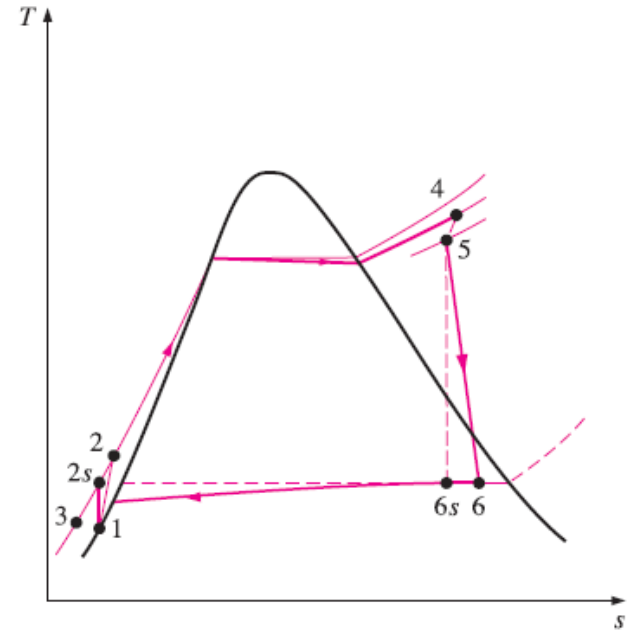
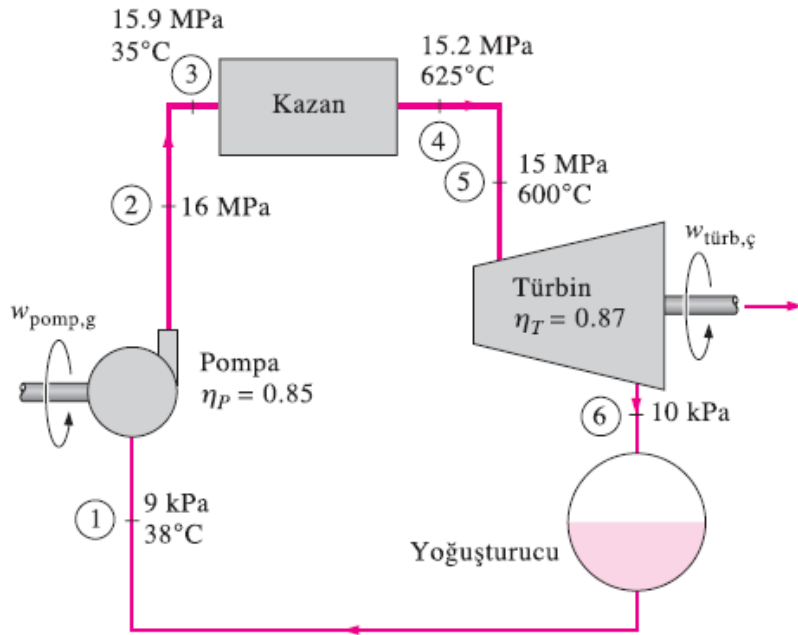
Bir buharlı güç santrali şekildeki çevrime göre çalışmaktadır. Türbinin ve pompanın adyabatik verimleri sırasıyla yüzde 87 ve 85'tir. (a) Çevrimin ısı verimini, (b) buharın kütle debisi 15 kg/s olduğuna göre santralin gücünü hesaplayın.

ÖRNEK

Bir buharlı güç santrali şekildeki çevrime göre çalışmaktadır. Türbinin ve pompanın adyabatik verimleri sırasıyla yüzde 87 ve 85'tir. (a) Çevrimin ısı verimini, (b) buharın kütle debisi 15 kg/s olduğuna göre santralin gücünü hesaplayın.

Çözüm

Çevrimin tüm elemanları sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınmakta, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir. Verilen hallerde gerekli diğer özellikler, buhar tablolarından elde edilebilir.



(a) Çevrimin ısı verimi, net işin çevrime verilen ısıya oranıdır. Net işi bulmak için pompa ve türbin işlerinin hesaplanması gerekir:

Pompaya verilen iş:

$$\begin{aligned}w_{\text{pomp,g}} &= \frac{w_{s,\text{pomp,g}}}{\eta_p} = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_p} \\&= \frac{(0.001009 \text{ m}^3/\text{kg})[(16,000 - 9) \text{ kPa}]}{0.85} \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\&= 19.0 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Türbinden elde edilen iş:

$$\begin{aligned}w_{\text{türb,ç}} &= \eta_T w_{s,\text{türb,ç}} \\&= \eta_T(h_5 - h_{6s}) = 0.87(3583.1 - 2115.3) \text{ kJ/kg} \\&= 1277.0 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Kazanda çevrime giren ısı:

$$q_g = h_4 - h_3 = (3647.6 - 160.1) \text{ kJ/kg} = 3487.5 \text{ kJ/kg}$$

Böylece,

$$w_{\text{net}} = w_{\text{türb,ç}} - w_{\text{pomp,g}} = (1277.0 - 19.0) \text{ kJ/kg} = 1258.0 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_g} = \frac{1258.0 \text{ kJ/kg}}{3487.5 \text{ kJ/kg}} = 0.361 \text{ veya } \%36.1$$

(b) Bu güç santrali tarafından üretilen güç:

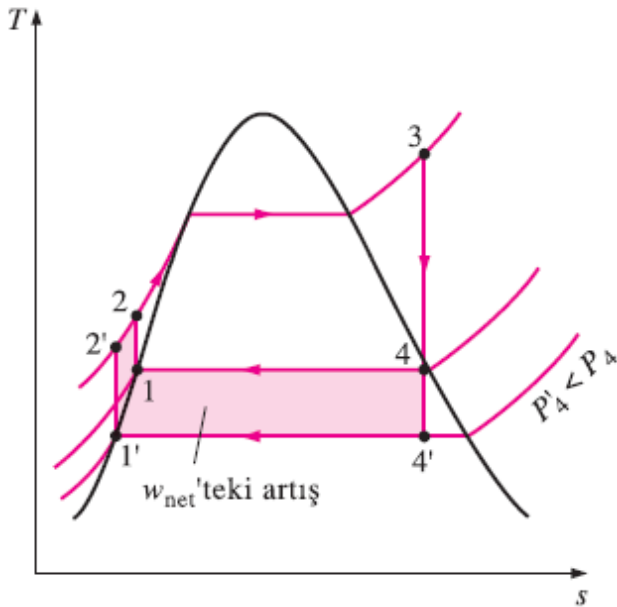
$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{m}(w_{\text{net}}) = (15 \text{ kg/s})(1258.0 \text{ kJ/kg}) = 18.9 \text{ MW}$$

RANKİNE ÇEVİRİMİNİN VERİMİ NASIL ARTIRILABİLİR?

Bir güç çevriminin ısıl verimini artırmaya yönelik bütün değişikliklerin arkasında yatan temel düşünce aynıdır:

kazanda iş akışkanına ısı geçişinin sağlandığı ortalama sıcaklığın yükseltilmesi veya yoğusturucuda iş akışkanından ısıнын atıldığı ortalama sıcaklığın düşürülmesi” şeklinde özetlenebilir.

Yoğusturucu Basıncının Düşürülmesi (TL,ort 'yı düşürür)

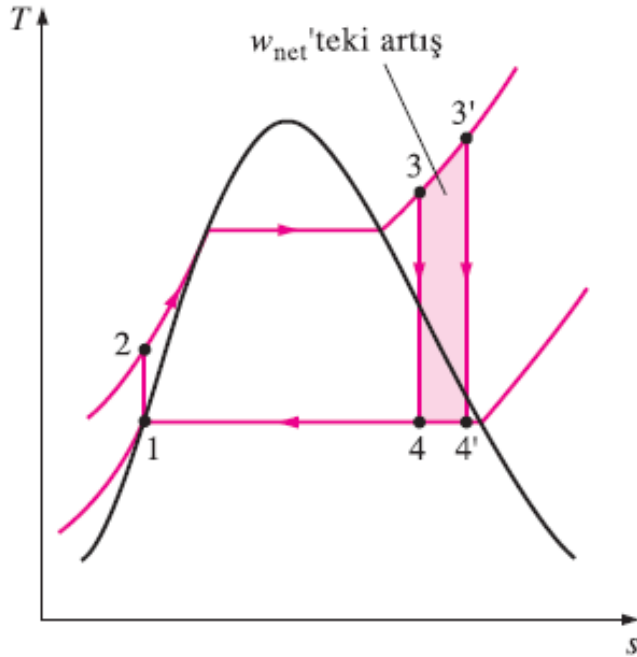


Düşük basınç sonucu ısıl verimdeki artıştan yararlanmaya yönelik olarak buharlı güç santrallerindeki yoğusturucular genellikle atmosfer basıncının oldukça altında çalıştırılırlar. Fakat yoğusturucu basıncının düşürülebileceği bir alt sınır vardır.

Yan etkisi: Türbinin son kademelerinde kuruluk derecesinin azalmasıdır. Buharın içinde sıvı zerreciklerinin bulunması hem türbin veriminin azalmasına, hem de türbin kanatlarının aşınmasına yol açar.

Yoğusturucu basıncının düşürülmesinin ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi.

Buharın Kızdırılması (TH,ort 'yı yükseltir)



Buharın kızdırılmasının ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi.

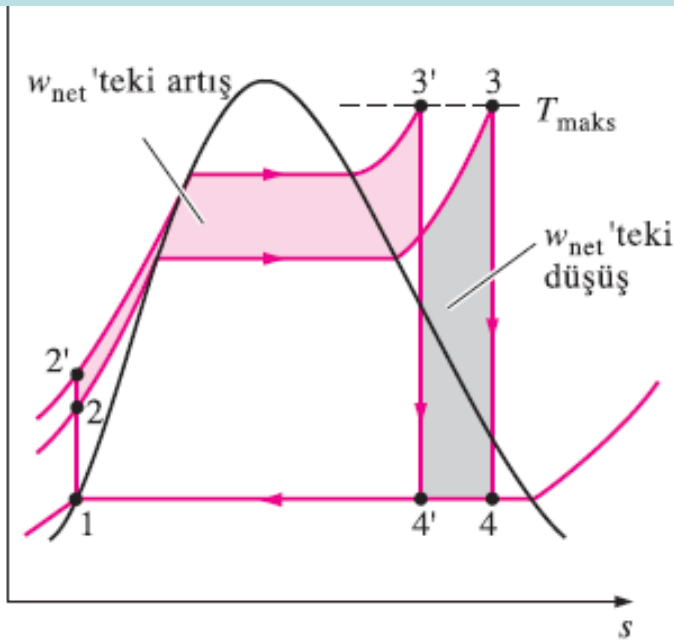
Buhara ısıнын verildiği ortalama sıcaklık, kazan basıncı yükseltilmeden buharın kızgın buhar bölgesinde daha yüksek sıcaklıklara ısıtılmasıyla artırılabilir. Kızdırmanın buharlı güç çevriminin performansına etkisi Şekil'de bir T - s diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Bu diyagramdaki renklendirilmiş alan net işteki artışı göstermektedir.

Kızdırma sonucu türbin çıkışındaki buharın kuruluk derecesi artmaktadır

Buharın kızdırılabileceği sıcaklık, malzeme dayanımıyla sınırlıdır. Günümüzde türbin girişinde izin verilebilen en yüksek buhar sıcaklığı yaklaşık 620°C dolaylarındadır.

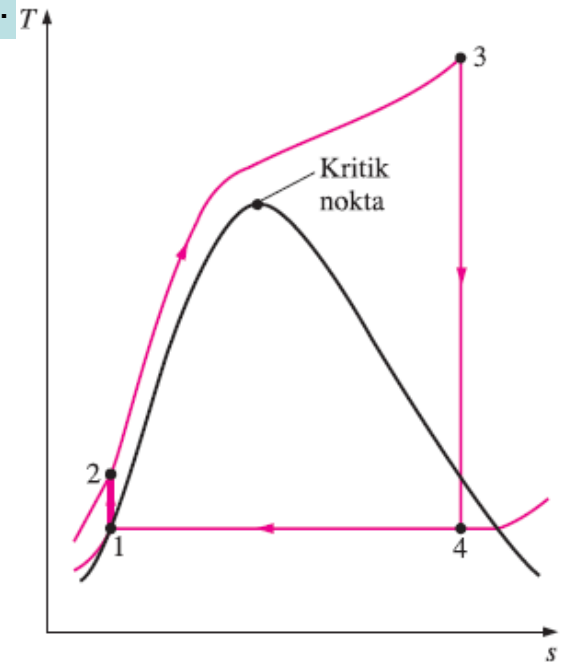
Kazan Basıncının Yükseltilmesi (T_H , ort 'yı yükseltir)

Türbin giriş sıcaklığının sabit tutulması durumunda çevrimin sola doğru kaydığına ve türbin çıkışında buharın kuruluk derecesinin azaldığına dikkat edilmelidir.



Kazan basıncının yükseltilmesinin ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi.

Günümüzde bir çok modern buharlı güç santralleri kritik basıncın üzerindeki basınçlarda ($P > 22.09$ MPa); fosil yakıtlı santrallerde yaklaşık yüzde 40 ısı verimle, nükleer santrallerde ise yüzde 34 ısı verimle çalışmaktadır.



Kritik basınç üzerinde çalışan bir Rankine çevrimi.

ÖRNEK

ideal Rankine çevrimine göre çalışan buharlı bir güç çevriminde, su buharı türbine 3 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta girmekte ve 10 kPa yoğusturucu basıncına genişlemektedir,

- (a) Santralin ısı verimini hesaplayın,
- (b) Bu buharının kazanda 350 °C yerine 600 °C sıcaklığa ısıtılması durumunda ısı verimin ne olacağını hesaplayın,
- (c) Kazan basıncının 15 MPa'e yükseltilip, türbin giriş sıcaklığının 600 °C'de kalması durumunda ısı verimin ne olacağını hesaplayın.

Çözüm:

(a) Bu şıkta ele alınan çevrim önceki çözümlenen çevrimdir, sadece yoğusturucu basıncı 75 kPa'den 10 Kpa'e düşürülmüştür. Isıl verim benzer biçimde hesaplanır:

$$\begin{aligned} 1 \text{ Hali: } & \left. \begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ kPa} \\ \text{Doymuş sıvı} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_f @ 10 \text{ kPa} = 191.81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_f @ 10 \text{ kPa} = 0.00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2 \text{ Hali: } & P_2 = 3 \text{ MPa} \\ & s_2 = s_1 \end{aligned}$$

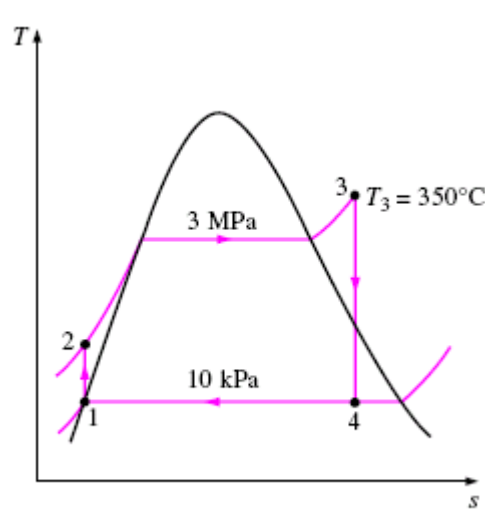
$$\begin{aligned} w_{\text{pomp,g}} &= v_1(P_2 - P_1) = (0.00101 \text{ m}^3/\text{kg})[(3000 - 10) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 3.02 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pomp,g}} = (191.81 + 3.02) \text{ kJ/kg} = 194.83 \text{ kJ/kg}$$

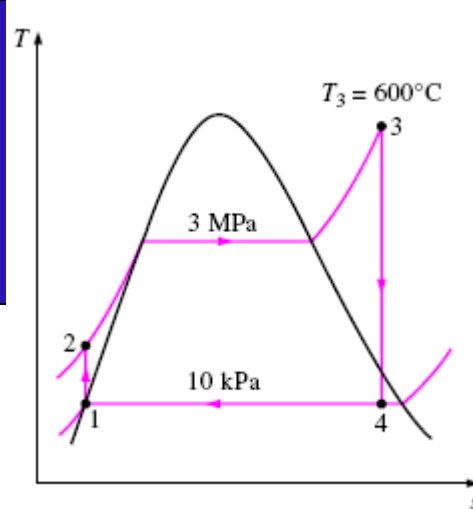
$$\begin{aligned} 3 \text{ Hali: } & \left. \begin{array}{l} P_3 = 3 \text{ MPa} \\ T_3 = 350^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = 3116.1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6.7450 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 4 \text{ Hali: } & P_4 = 10 \text{ kPa} \quad (\text{doymuş sıvı-buhar karışımı}) \\ & s_4 = s_3 \end{aligned}$$

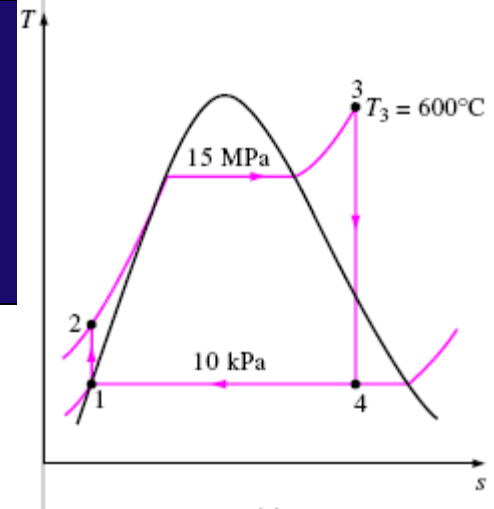
$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 0.6492}{7.4996} = 0.8128$$



(a)



(b)



(c)

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 191.81 + 0.8128(2392.1) = 2136.1 \text{ kJ/kg}$$

$$q_g = h_3 - h_2 = (3116.1 - 194.83) \text{ kJ/kg} = 2921.3 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\zeta} = h_4 - h_1 = (2136.1 - 191.81) \text{ kJ/kg} = 1944.3 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{\zeta}}{q_g} = 1 - \frac{1944.3 \text{ kJ/kg}}{2921.3 \text{ kJ/kg}} = 0.334 \text{ veya } \% 33.4$$

(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:

$$h_3 = 3682.8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 2380.3 \text{ kJ/kg} \quad (x_4 = 0.915)$$

$$q_g = h_3 - h_2 = 3682.8 - 194.83 = 3488.0 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\zeta} = h_4 - h_1 = 2380.3 - 191.81 = 2188.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{\zeta}}{q_g} = 1 - \frac{2188.5 \text{ kJ/kg}}{3488.0 \text{ kJ/kg}} = 0.373 \text{ veya } \% 37.3$$

(c) 1 hali aynı kalmakta, diğer haller değişmektedir. 2 halinde (15 Mpa ve $s_2=s_1$), 3 halinde (15 Mpa ve 600 °C), 4 halinde (10 kPa ve $s_4=s_3$) entalpiler yukarıdakine benzer bir biçimde hesaplanabilir:

$$h_2 = 206.95 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 3583.1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 2115.3 \text{ kJ/kg} \quad (x_4 = 0.804)$$

$$q_g = h_3 - h_2 = 3583.1 - 206.95 = 3376.2 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\dot{c}} = h_4 - h_1 = 2115.3 - 191.81 = 1923.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{\dot{c}}}{q_g} = 1 - \frac{1923.5 \text{ kJ/kg}}{3376.2 \text{ kJ/kg}} = 0.430 \text{ veya } \% 43.0$$

Türbin giriş sıcaklığı 600 °C'ta kalırken, kazan basıncını 3 MPa'den 15 MPa'e yükseltmek ısı 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.

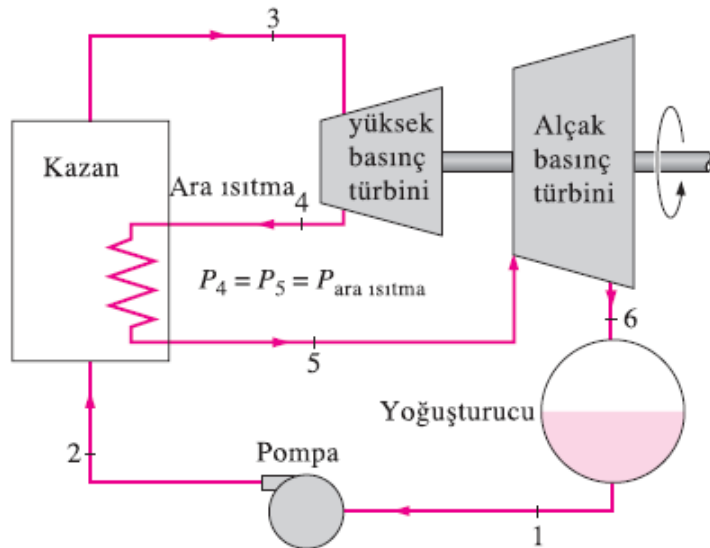
İDEAL ARA ISITMALI RANKİNE ÇEVİRİMİ

Türbinin son kademesindeki kuruluk derecesini azaltmadan, yüksek kazan basıncı nedeniyle sağlanan verim artışından nasıl yararlanabiliriz?

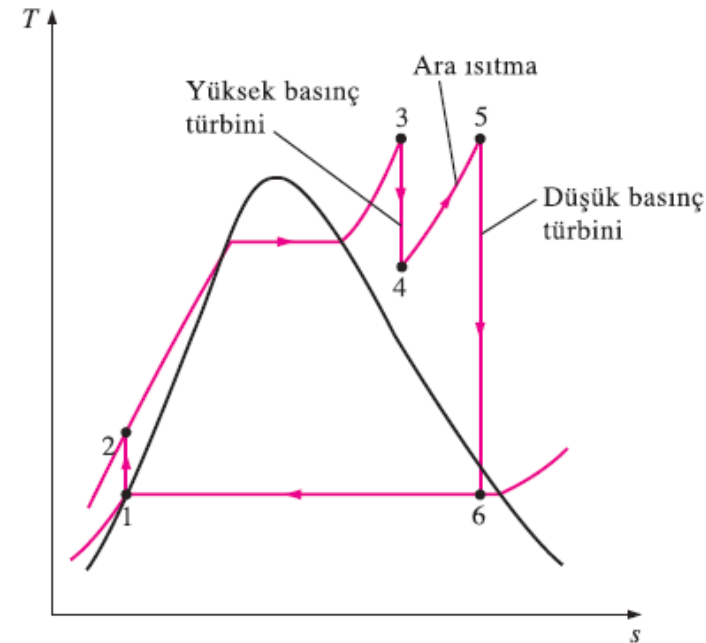
1. Türbine girmeden önce buhar çok yüksek sıcaklıklara kızdırılabilir. Türbin malzemesi tarafından sınırlıdır .
2. Buhar türbinde iki kademede genişletilebilir ve kademeler arasında ara ısıtma uygulanabilir.

$$q_g = q_{\text{birinci}} + q_{\text{ara ısıtma}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$w_{\text{türb,ç}} = w_{\text{türb,I}} + q_{\text{türb,II}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$



İdeal ara ısıtmalı Rankine çevrimi.

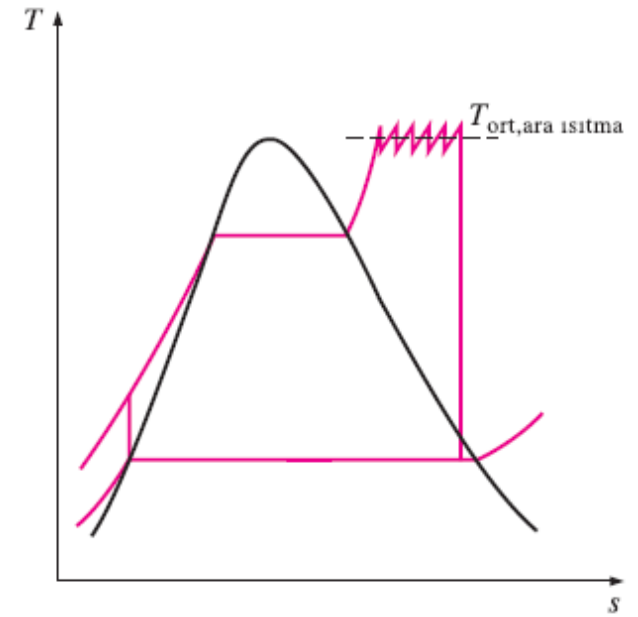


Günümüz güç santrallerinde bir kademe ara ısıtmanın uygulanması, buhara ısı verilen ortalama sıcaklığı yükselttiği için çevrimin ısı verimini yüzde 4 ila 5 düzeyinde artırmaktadır.

Genişleme ve ara ısıtma kademe sayısı artırılarak, ara ısıtma sırasındaki ortalama sıcaklık yükseltilebilir. Kademe sayısı arttıkça, genişleme ve ara ısıtma işlemleri en yüksek sıcaklıkta izotermal ısı geçişine yaklaşmaktadır. Fakat iki kademedan daha fazla ara ısıtmanın yapılması ekonomik değildir. İkinci ara ısıtma kademesiyle sağlanan kuramsal verim artışı, tek ara ısıtma kademesiyle sağlananın yaklaşık yarısı kadar olmaktadır

Ara ısıtma sıcaklıkları, türbin giriş sıcaklıklarına eşit veya çok yakındır

En uygun ara ısıtma basıncı, en yüksek çevrim basıncının yaklaşık dörtte biri kadardır.



Ara ısıtma kademe sayısı artırıldıkça, çevrime ısı verilen ortalama sıcaklık yükselir.

ÖRNEK

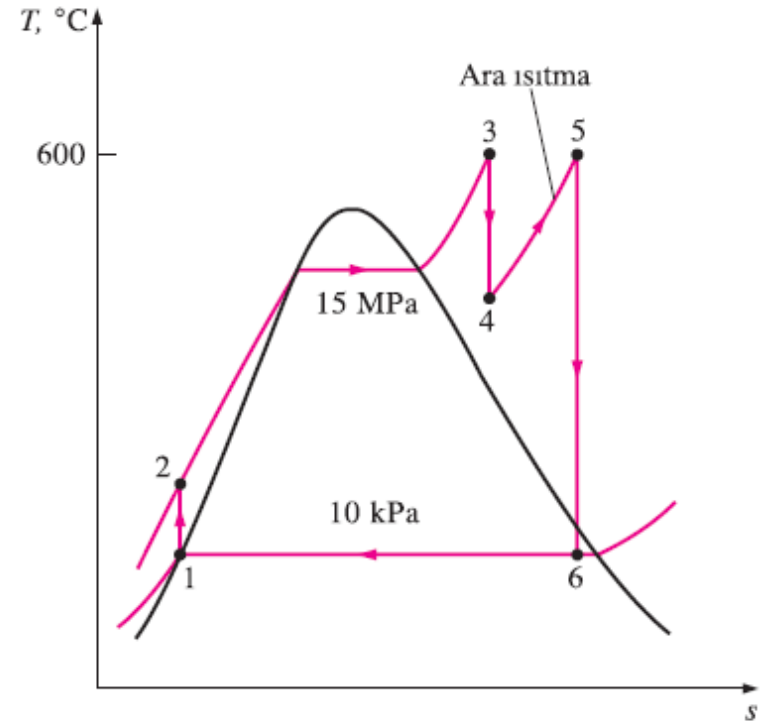
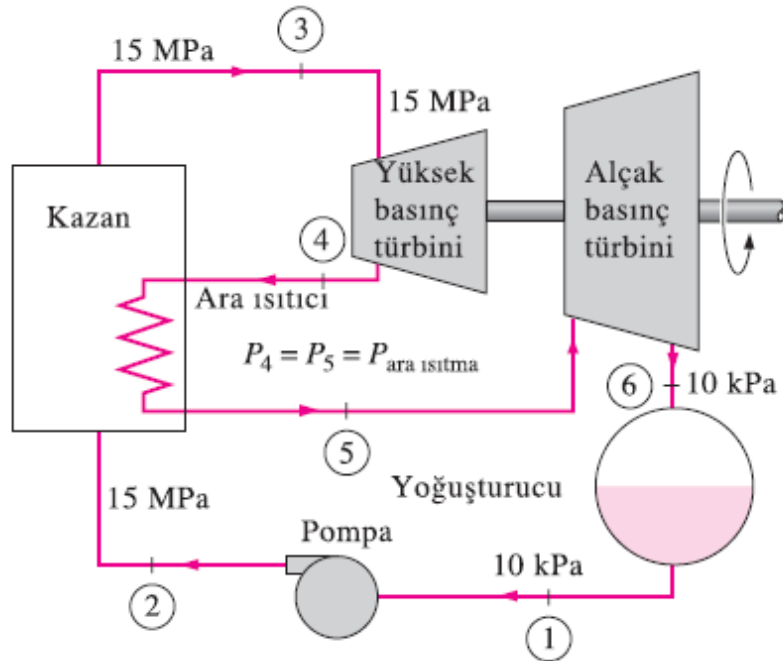
ideal ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalışan buharlı bir güç santralinde su buharı türbine 15 MPa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 10 kPa'dir. Alçak basınç türbininin çıkışında buharın kuruluk derecesinin yüzde 89.6'nın altına düşmemesi istenmektedir,

- (a) Buharın ara ısıtma basıncını,
- (b) çevrimin ısı verimini hesaplayın.

Ara ısıtma sonunda buharın türbin giriş sıcaklığına getirildiğini kabul edin.

ÇÖZÜM

Güç santralinin, ideal ara ısıtmalı Rankine çevrimine göre çalıştığı belirtildiği için, türbinin her iki kademesinin ve pompanın 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:

$$\begin{aligned}6 \text{ Hali:} \quad P_6 &= 10 \text{ kPa} \\ x_6 &= 0.896 \quad (\text{doymuş sıvı-buhar karışımı}) \\ s_6 &= s_f + x_6 s_{fg} = 0.6492 + 0.896(7.4996) = 7.3688 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}\end{aligned}$$

ve,

$$h_6 = h_f + x_6 h_{fg} = 191.81 + 0.896(2392.1) = 2335.1 \text{ kJ/kg}$$

Böylece,

$$\begin{aligned}5 \text{ Hali:} \quad T_5 &= 600^\circ\text{C} \quad \left. \begin{array}{l} P_5 = 4.0 \text{ MPa} \\ s_5 = s_6 \end{array} \right\} h_5 = 3674.9 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

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:

$$\begin{aligned}1 \text{ Hali:} \quad P_1 &= 10 \text{ kPa} \quad \left. \begin{array}{l} h_1 = h_{f@ 10 \text{ kPa}} = 191.81 \text{ kJ/kg} \\ \text{Doymuş sıvı} \end{array} \right\} v_1 = v_{f@ 10 \text{ kPa}} = 0.00101 \text{ m}^3/\text{kg}\end{aligned}$$

$$2 \text{ Hali:} \quad P_2 = 15 \text{ MPa}$$

$$s_2 = s_1$$

$$\begin{aligned}w_{\text{pomp,g}} &= v_1(P_2 - P_1) = (0.00101 \text{ m}^3/\text{kg}) \\ &\quad \times [(15,000 - 10)\text{kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 15.14 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pomp,g}} = (191.81 + 15.14) \text{ kJ/kg} = 206.95 \text{ kJ/kg}$$

$$3 \text{ Hali: } \left. \begin{array}{l} P_3 = 15 \text{ MPa} \\ T_3 = 600^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_3 = 3583.1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6.6796 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$4 \text{ Hali: } \left. \begin{array}{l} P_4 = 4 \text{ MPa} \\ s_4 = s_3 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_4 = 3155.0 \text{ kJ/kg} \\ (T_4 = 375.5^\circ\text{C}) \end{array}$$

Böylece

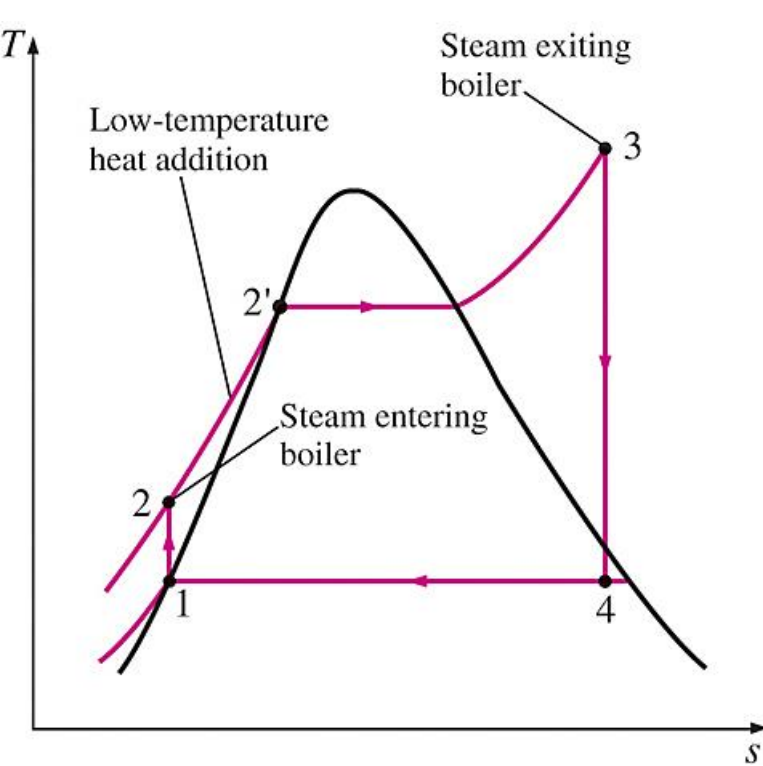
$$\begin{aligned} q_g &= (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \\ &= (3583.1 - 206.95) \text{ kJ/kg} + (3674.9 - 3155.0) \text{ kJ/kg} \\ &= 3896.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_\zeta &= h_6 - h_1 = (2335.1 - 191.81) \text{ kJ/kg} \\ &= 2143.3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\eta_{s,1} = 1 - \frac{q_\zeta}{q_g} = 1 - \frac{2143.3 \text{ kJ/kg}}{3896.1 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.450 \text{ veya } \% 45}$$

Önceki problemdeki sonuçlar karşılaştırıldığı zaman ara ısıtmanın türbin çıkışındaki kuruluk derecesini yüzde 80.4'ten 89.6'ya, çevrimin ısı verimini ise yüzde 43.0'ten yüzde 45.0'e yükselttiğini göstermektedir.

İDEAL ARA BUHAR ALMALI RANKİNE ÇEVİRİMİ



Hal değişimi sırasında iş akışkanına ısı geçişinin sağlandığı sıcaklığın göreceli olarak düşük olduğu gözlenebilir. Bu durum, çevrime ısı girişinin sağlandığı ortalama sıcaklığın düşmesine ve böylece çevrim veriminin azalmasına neden olmaktadır.

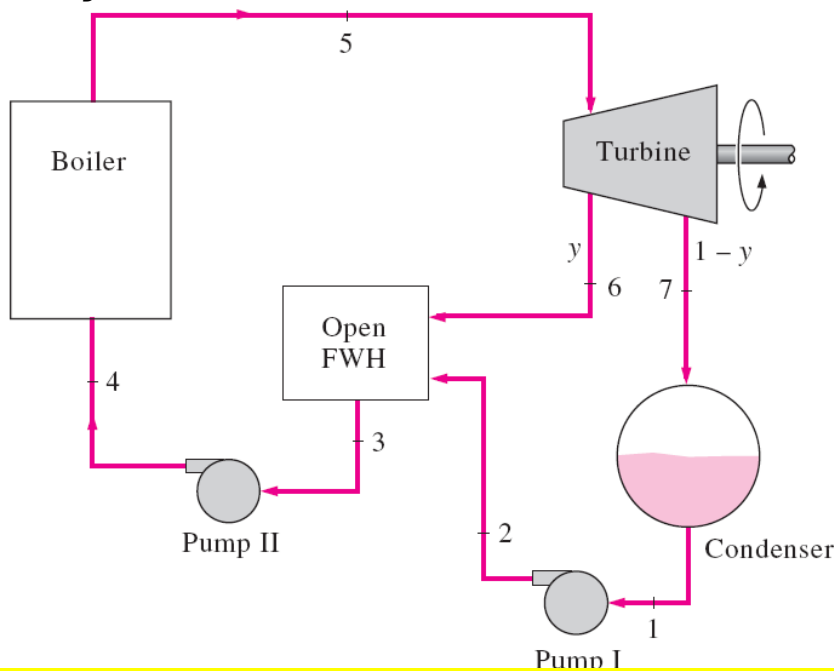
Kazan besleme suyunun ısıtılmasının daha uygulanabilir bir yolu, türbinde genişleyen buharın bir bölümünün belirli noktalarda türbinden dışarı alınarak kazan besleme suyunun ısıtılmasında kullanılmasıdır. Böylece, türbinde genişlemeye devam etmesi durumunda daha çok iş üretebilecek olan buhar, kazan besleme suyunun ısıtılmasında kullanılmış olur. Bu işleme ara buhar alma veya rejenerasyon; rejenerasyon yoluyla kazan besleme suyunun ısıtılmasında kullanılan ısı değiştiricisine de **besleme suyu ısıtıcısı** veya **rejeneratör** adı verilir.

Besleme suyu ısıtıcısı esas olarak, iki akışın doğrudan karışarak (**açık besleme suyu ısıtıcısı**) veya birbirine karışmadan (**kapalı besleme suyu ısıtıcısı**) ısı alışverişinde bulundukları bir ısı değiştiricisidir.

Kazandaki ısı geçişinin ilk bölümü göreceli olarak düşük sıcaklıklarda gerçekleşir.

Açık Besleme Suyu Isıtıcıları

Açık (veya doğrudan temaslı) besleme suyu ısıtıcısı, temelde türbinden çıkan buharla pompadan çıkan besleme suyunun karıştığı bir *karışım odasıdır*. İdeal durumda karışım ısıtıcıdan, ısıtıcı basıncında doymuş sıvı olarak çıkar.



$$q_{in} = h_5 - h_4$$

$$q_{out} = (1 - y)(h_7 - h_1)$$

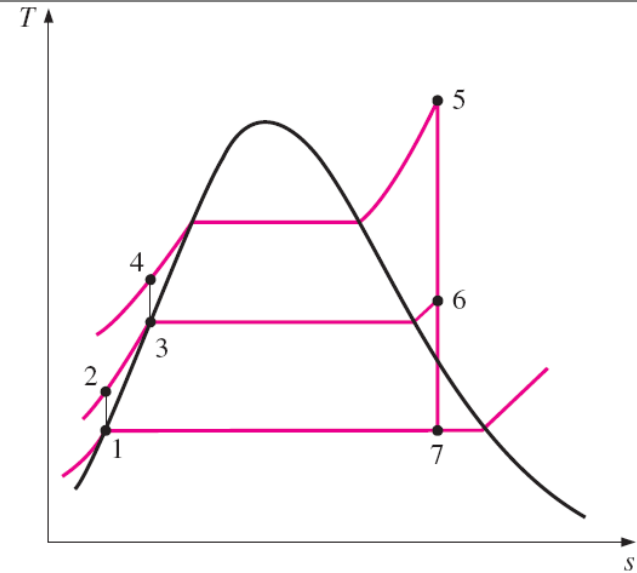
$$w_{turb,out} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7)$$

$$w_{pump,in} = (1 - y)w_{pump\ I,in} + w_{pump\ II,in}$$

$$y = \dot{m}_6 / \dot{m}_5 \quad (\text{fraction of steam extracted})$$

$$w_{pump\ I,in} = v_1(P_2 - P_1)$$

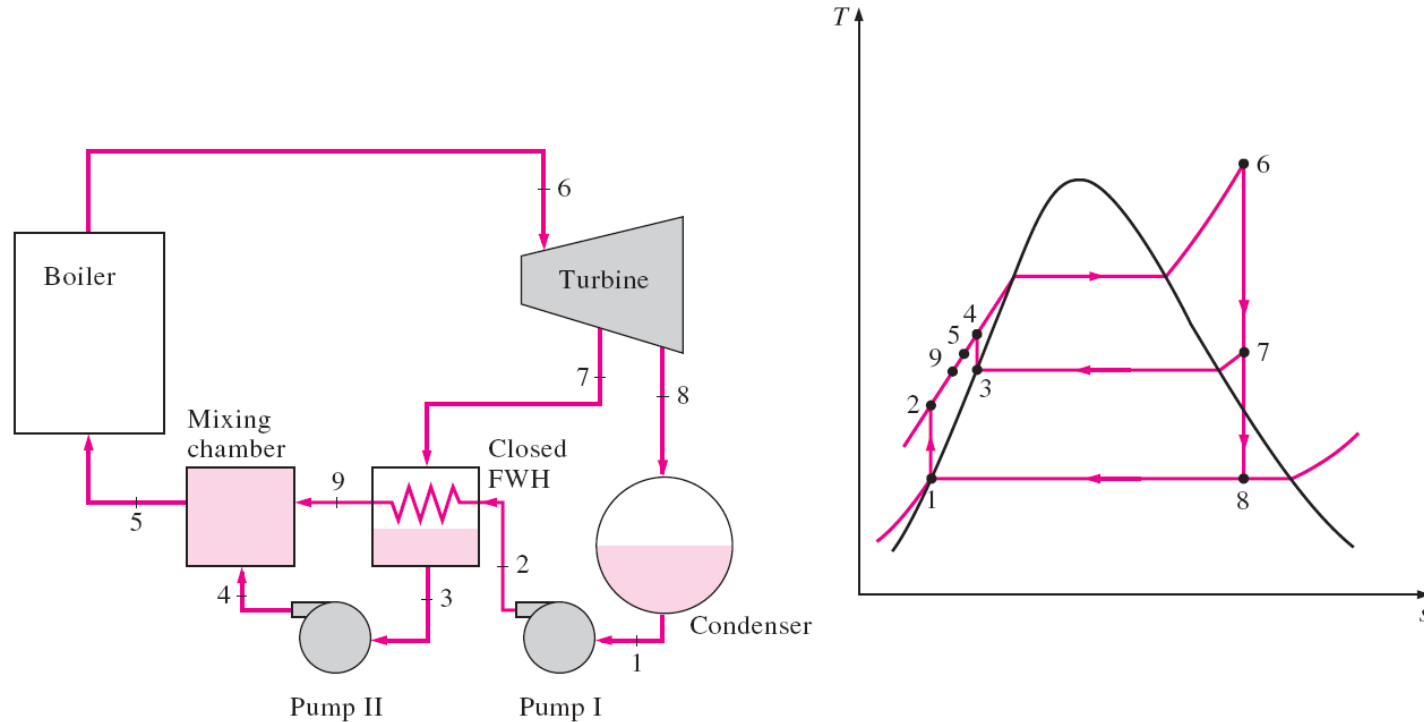
$$w_{pump\ II,in} = v_3(P_4 - P_3)$$



Tek besleme suyu ısıtıcısı olan ideal ara buhar almalı (rejenerasyonlu) Rankine çevrimi

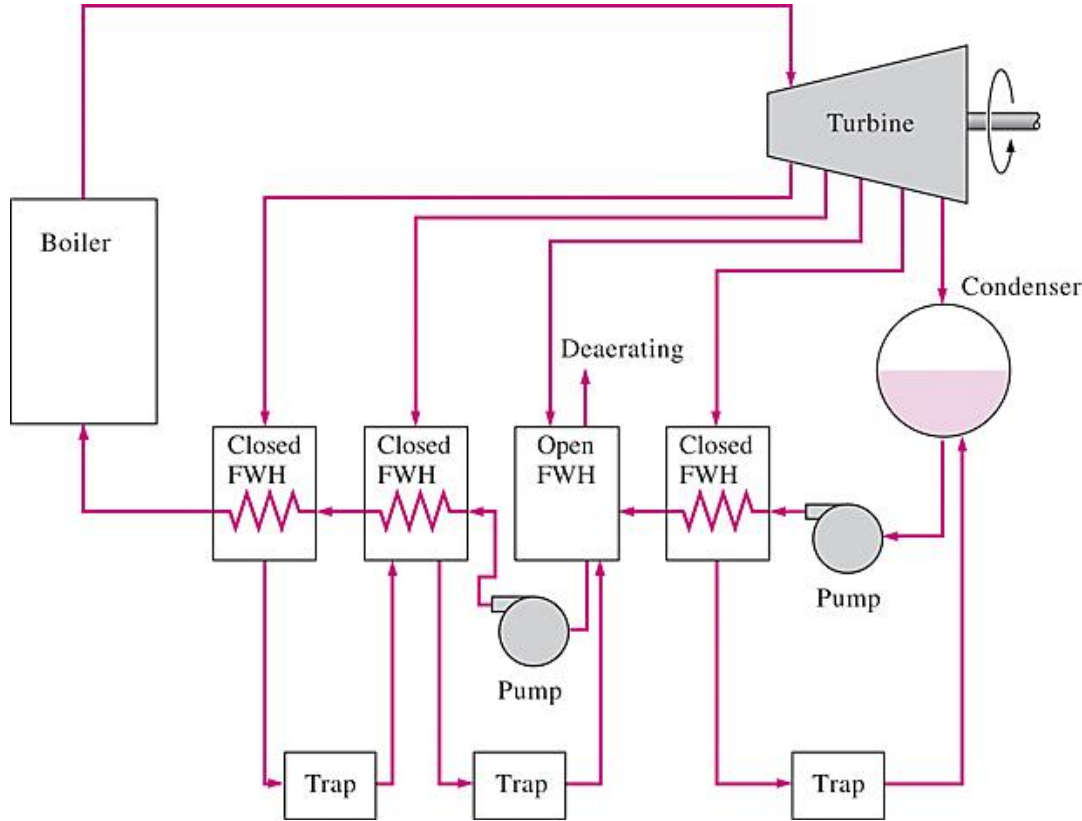
Kapalı Besleme Suyu Isıtıcıları

Buharlı güç santrallerinde yaygın olarak kullanılan bir başka tür besleme suyu ısıtıcısı, **kapalı besleme suyu ısıtıcısı**dır. Burada türbinden ayrılan buhardan kazan besleme suyuna olan ısı geçişi, akışlar birbirine karışmadan gerçekleşir. Karışma olmadığından, iki akış farklı basınçlarda olabilir.



Kapalı besleme suyu ısıtıcısına sahip ideal ara buhar almalı Rankine çevrimi.

Bir açık ve üç kapalı besleme suyu ısıtıcılı buharlı güç santrali



Kapalı besleme suyu ısıtıcıları, içlerindeki boru düzeneği nedeniyle daha karmaşık ve daha pahalıdır. Akışlar doğrudan temas etmediklerinden, kapalı besleme suyu ısıtıcılarındaki ısı geçişi daha az etkindir. Buna karşın, türbinden ayrılan buhar ve besleme suyu farklı basınçlarda olabildiğinden, her bir ısıtıcı için ayrı bir pompa gerekmez.

Açık besleme suyu ısıtıcıları basit ve ucuz olup, iyi ısı geçiş özelliklerine sahiptir. Fakat, her ısıtıcı için ayrı bir besleme suyu pompası gerekir.

Buharlı güç santrallerinin çoğunda, açık ve kapalı besleme suyu ısıtıcıları birlikte kullanılmaktadır.

ÖRNEK

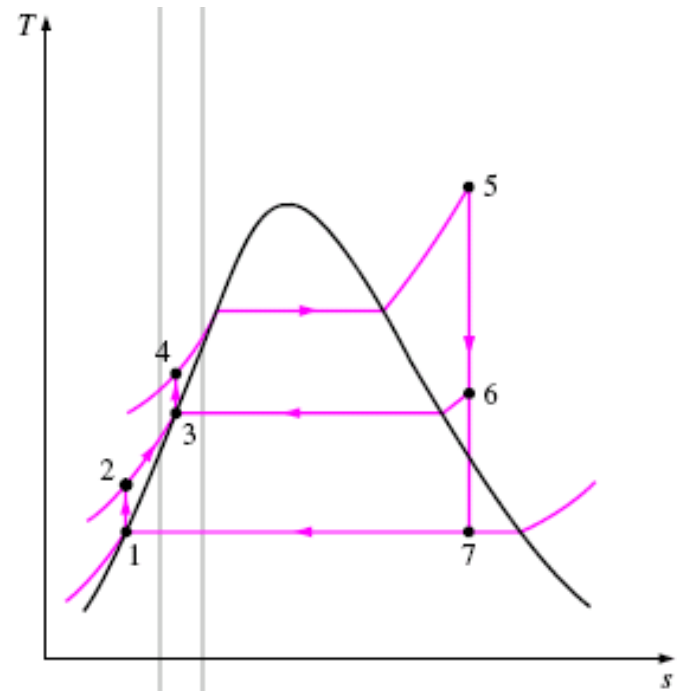
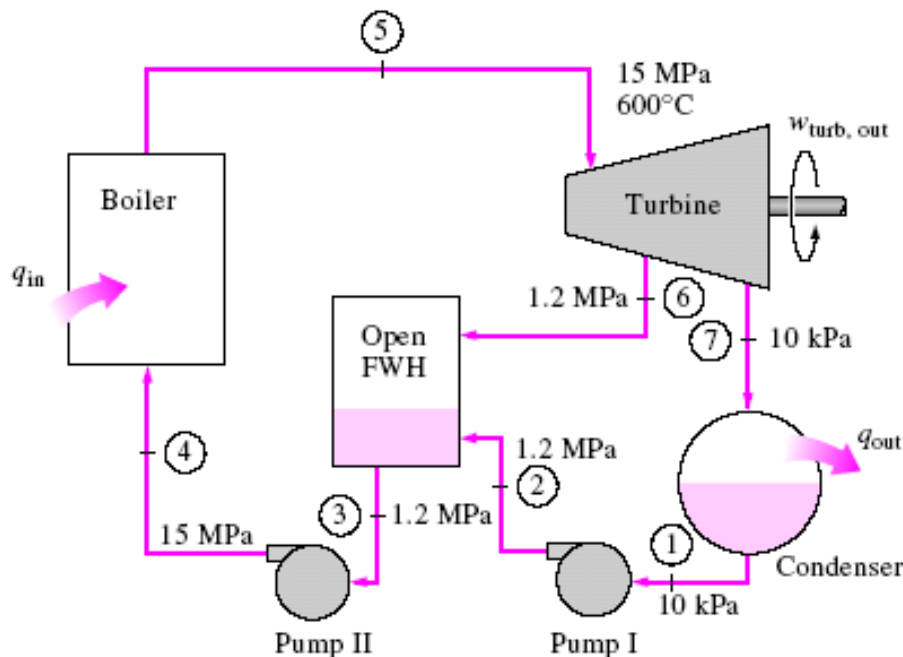
ideal ara buhar almalı Rankine çevrimine göre çalışan bir buharlı güç santralinde bir adet açık besleme suyu ısıtıcısı kullanılmaktadır. Buhar türbine 15 MPa basınç ve 600 °C sıcaklıkta girmektedir. Yoğuşturucu basıncı 10 kPa'dir. Bir miktar buhar türbinden 1.2 MPa basınçta ayrılarak, açık besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Türbinden ayrılan buhar miktarını ve çevrimin ısı verimini hesaplayın.

ÖRNEK

ideal 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. Yoğusturucu basıncı 10 kPa'dır. Bir miktar buhar türbinden 1.2 MPa basınçta ayrılarak, açık besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Türbinden ayrılan buhar miktarını ve çevrimin ısı verimini hesaplayın.

Çözüm

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 yoğusturucuda basıncın düşmediği, buharın yoğusturucu ve besleme suyu ısıtıcısından doymuş sıvı halinde çıktığı kabul edilebilir.



$$\text{State 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ kPa} \\ \text{Sat. liquid} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = h_f @ 10 \text{ kPa} = 191.81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_f @ 10 \text{ kPa} = 0.00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\text{State 2: } P_2 = 1.2 \text{ MPa}$$

$$s_2 = s_1$$

$$\begin{aligned} w_{\text{pump I, in}} &= v_1(P_2 - P_1) = (0.00101 \text{ m}^3/\text{kg})[(1200 - 10) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 1.20 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{pump I, in}} = (191.81 + 1.20) \text{ kJ/kg} = 193.01 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{State 3: } \left. \begin{array}{l} P_3 = 1.2 \text{ MPa} \\ \text{Sat. liquid} \end{array} \right\} \begin{array}{l} v_3 = v_f @ 1.2 \text{ MPa} = 0.001138 \text{ m}^3/\text{kg} \\ h_3 = h_f @ 1.2 \text{ MPa} = 798.33 \text{ kJ/kg} \end{array}$$

$$\text{State 4: } P_4 = 15 \text{ MPa}$$

$$s_4 = s_3$$

$$\begin{aligned} w_{\text{pump II, in}} &= v_3(P_4 - P_3) \\ &= (0.001138 \text{ m}^3/\text{kg})[(15,000 - 1200) \text{ kPa}] \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 15.70 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$h_4 = h_3 + w_{\text{pump II, in}} = (798.33 + 15.70) \text{ kJ/kg} = 814.03 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{State 5: } \left. \begin{array}{l} P_5 = 15 \text{ MPa} \\ T_5 = 600^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_5 = 3583.1 \text{ kJ/kg} \\ s_5 = 6.6796 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$\text{State 6: } \left. \begin{array}{l} P_6 = 1.2 \text{ MPa} \\ s_6 = s_5 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_6 = 2860.2 \text{ kJ/kg} \\ (T_6 = 218.4^\circ\text{C}) \end{array}$$

$$\text{State 7: } P_7 = 10 \text{ kPa}$$

$$s_7 = s_5 \quad x_7 = \frac{s_7 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.6796 - 0.6492}{7.4996} = 0.8041$$

$$h_7 = h_f + x_7 h_{fg} = 191.81 + 0.8041(2392.1) = 2115.3 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e$$

$$y h_6 + (1 - y) h_2 = 1(h_3)$$

Burada y , türbinden ayrılan buharın oranını ($= m_6/m_5$) göstermektedir. Bulunan entalpi değerleri yukarıdaki denklemde yerine konur ve y çözülürse,

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798.33 - 193.01}{2860.2 - 193.01} = 0.2270$$

$$q_{\text{in}} = h_5 - h_4 = (3583.1 - 814.03) \text{ kJ/kg} = 2769.1 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{out}} = (1 - y)(h_7 - h_1) = (1 - 0.2270)(2115.3 - 191.81) \text{ kJ/kg}$$

$$= 1486.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{1486.9 \text{ kJ/kg}}{2769.1 \text{ kJ/kg}} = 0.463 \text{ or } 46.3\%$$

Bu problem 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 yükselttiği görülmektedir. Çevrimin net işi 171 kJ/kg azalmakla birlikte çevrime verilen ısı da 607 kJ/kg azalmaktadır. Böylece çevrimin ısı verimi artmaktadır.

ÖRNEK

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'dir. 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 ısı verimini hesaplayın.

ÖRNEK

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'dir. Buhar türbinde 4 MPa basınca genişledikten sonra bir bölümü ayrılarak kapalı besleme suyu ısıtıcısına gönderilmektedir. Bu buhar ısıtıcıda tümüyle yoğuştuğundan 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 ısı verimini hesaplayın.

$$h_1 = 191.81 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 192.30 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 640.09 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 643.92 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 1087.4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 1087.4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = 1101.2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = 1089.8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_9 = 3583.1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{10} = 3155.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{11} = 3674.9 \text{ kJ/kg}$$

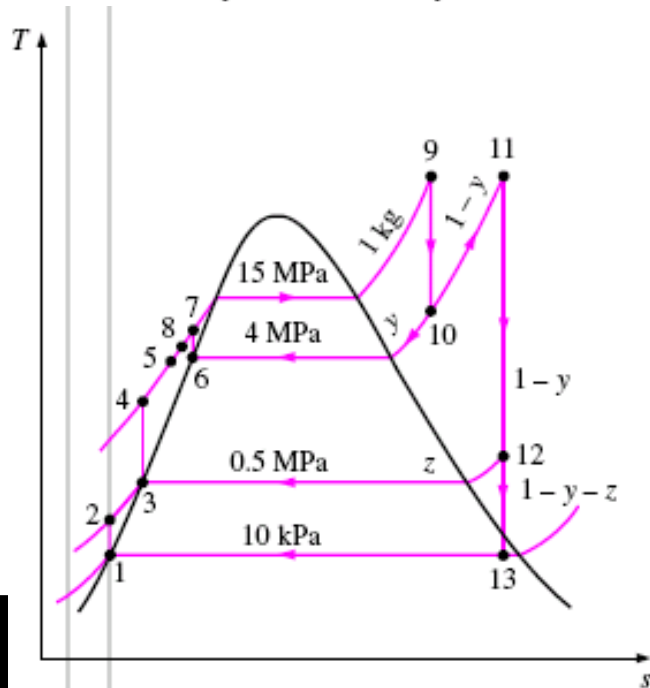
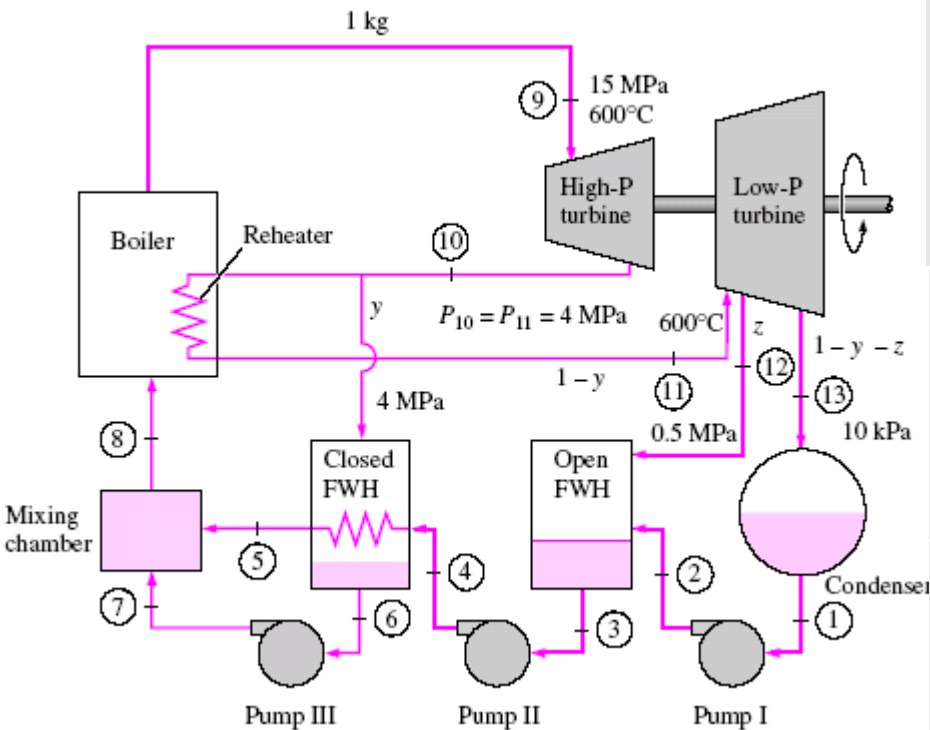
$$h_{12} = 3014.8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{13} = 2335.7 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{pump I, in}} = 0.49 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{pump II, in}} = 3.83 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{pump III, in}} = 13.77 \text{ kJ/kg}$$



Closed feedwater heater:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$yh_{10} + (1 - y)h_4 = (1 - y)h_5 + yh_6$$

$$y = \frac{h_5 - h_4}{(h_{10} - h_6) + (h_5 - h_4)} = \frac{1087.4 - 643.92}{(3155.0 - 1087.4) + (1087.4 - 643.92)} = 0.1766$$

Open feedwater heater:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$zh_{12} + (1 - y - z)h_2 = (1 - y)h_3$$

$$z = \frac{(1 - y)(h_3 - h_2)}{h_{12} - h_2} = \frac{(1 - 0.1766)(640.09 - 192.30)}{3014.8 - 192.30} = 0.1306$$

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$(1)h_8 = (1 - y)h_5 + yh_7$$

$$h_8 = (1 - 0.1766)(1087.4) \text{ kJ/kg} + 0.1766(1101.2) \text{ kJ/kg} = 1089.8 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{in} = (h_9 - h_8) + (1 - y)(h_{11} - h_{10})$$

$$= (3583.1 - 1089.8) \text{ kJ/kg} + (1 - 0.1766)(3674.9 - 3155.0) \text{ kJ/kg} = 2921.4 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{out} = (1 - y - z)(h_{13} - h_1)$$

$$= (1 - 0.1766 - 0.1306)(2335.7 - 191.81) \text{ kJ/kg} = 1485.3 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{1485.3 \text{ kJ/kg}}{2921.4 \text{ kJ/kg}} = 0.492 \text{ or } 49.2\%$$

Isıl verim çevrimin net işini

hesaplayarak da bulunabilir

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{w_{turb, out} - w_{pump, in}}{q_{in}}$$

$$w_{turb, out} = (h_9 - h_{10}) + (1 - y)(h_{11} - h_{12}) + (1 - y - z)(h_{12} - h_{13})$$

$$w_{pump, in} = (1 - y - z)w_{pump I, in} + (1 - y)w_{pump II, in} + (y)w_{pump III, in}$$

BUHARLI GÜÇ ÇEVİRİMLERİNİN İKİNCİ YASA ÇÖZÜMLEMESİ

Sürekli-akışlı sistemlerde ekserji

$$\dot{X}_{\text{dest}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = T_0 (\dot{S}_{\text{out}} - \dot{S}_{\text{in}}) = T_0 \left(\sum_{\text{out}} \dot{m} s + \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \sum_{\text{in}} \dot{m} s - \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} \right) \quad (\text{kW})$$

$$x_{\text{dest}} = T_0 s_{\text{gen}} = T_0 \left(s_e - s_i + \frac{q_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \frac{q_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} \right) \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Sürekli akışlı, bir girişli, bir çıkışlı}$$

$$x_{\text{dest}} = T_0 \left(\sum \frac{q_{\text{out}}}{T_{b,\text{out}}} - \sum \frac{q_{\text{in}}}{T_{b,\text{in}}} \right) \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Bir çevrimin ekserjisi}$$

$$x_{\text{dest}} = T_0 \left(\frac{q_{\text{out}}}{T_L} - \frac{q_{\text{in}}}{T_H} \right) \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{For a cycle with heat transfer only with a source and a sink}$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Stream exergy}$$

A second-law analysis of vaporpower cycles reveals where the largest irreversibilities occur and where to start improvements.

ÖRNEK

Basit ideal Rankine çevrimine göre çalışan, buharlı bir güç santralinde buhar, türbine 3 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta girmekte ve 75 kPa basınçta yoğunlaşmaktadır. 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.

ÖRNEK

Basit ideal Rankine çevrimine göre çalışan, buharlı bir güç santralinde buhar, türbine 3 MPa basınç ve 350 °C sıcaklıkta girmekte ve 75 kPa basınçta yoğunlaşmaktadır. 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

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:

$$x_{\text{dest},12} = 0 \quad \text{and} \quad x_{\text{dest},34} = 0$$

$$\begin{aligned} s_2 &= s_1 = s_f @ 75 \text{ kPa} = 1.2132 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ s_4 &= s_3 = 6.7450 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (\text{at } 3 \text{ MPa}, 350^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_{\text{dest},23} &= T_0 \left(s_3 - s_2 - \frac{q_{\text{in},23}}{T_{\text{source}}} \right) \\ &= (290 \text{ K}) \left[(6.7450 - 1.2132) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} - \frac{2728.6 \text{ kJ/kg}}{1600 \text{ K}} \right] \\ &= 1109.7 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_{\text{dest},41} &= T_0 \left(s_1 - s_4 + \frac{q_{\text{out},41}}{T_{\text{sink}}} \right) \\ &= (290 \text{ K}) \left[(1.2132 - 6.7450) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} + \frac{2018.6 \text{ kJ/kg}}{290 \text{ K}} \right] \\ &= 414.4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Çevrimin tersinmezliği,

$$\begin{aligned} x_{\text{dest}, \text{cycle}} &= x_{\text{dest},12} + x_{\text{dest},23} + x_{\text{dest},34} + x_{\text{dest},41} \\ &= 0 + 1109.7 \text{ kJ/kg} + 0 + 414.4 \text{ kJ/kg} \\ &= 1524.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Türbinden çıkan buharın kullanılabilirliği (iş potansiyeli), kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilirse,

$$\begin{aligned}\psi_4 &= (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) + \frac{V_4^2}{2} + gz_4 \\ &= (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)\end{aligned}$$

$$h_0 = h_{@ 290 \text{ K}, 100 \text{ kPa}} \cong h_f @ 290 \text{ K} = 71.355 \text{ kJ/kg}$$

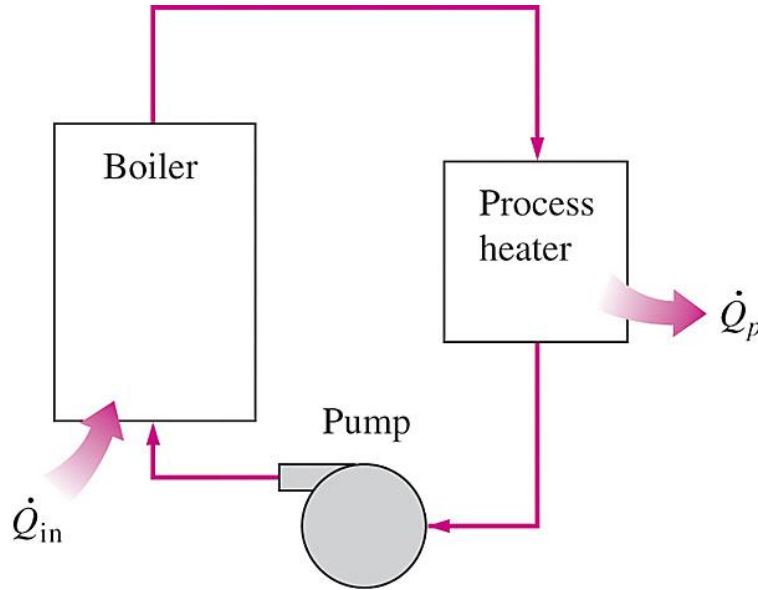
$$s_0 = s_{@ 290 \text{ K}, 100 \text{ kPa}} \cong s_f @ 290 \text{ K} = 0.2533 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\begin{aligned}\psi_4 &= (2403.0 - 71.355) \text{ kJ/kg} - (290 \text{ K})[(6.7450 - 0.2533) \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}] \\ &= 449.1 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

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.

KOJENERASYON

Mühendislik sistemlerinin büyük bir bölümü, enerji girdisi olarak, enerjinin ısı enerji biçimine gereksinim duyar. Bu ısıya **proses ısısı** denir. Bu endüstrilerdeki proses ısısı genellikle 5 ile 7 atm basınç ve 150 ile 200 oC sıcaklıklar arasındaki buharla sağlanır. Buharı oluşturmak için gerekli ısı genellikle kömür, petrol, doğal gaz veya başka bir yakıtın bir kazanda yakılmasıyla elde edilir.



Basit bir proses ısı santrali.

Isıl işlemlerin yoğun olduğu endüstriler aynı zamanda büyük miktarlarda elektrik gücü de tüketirler.

Varolan iş potansiyelini atık ısı olarak atmak yerine, güç üretimi için kullanmak yerinde olur.

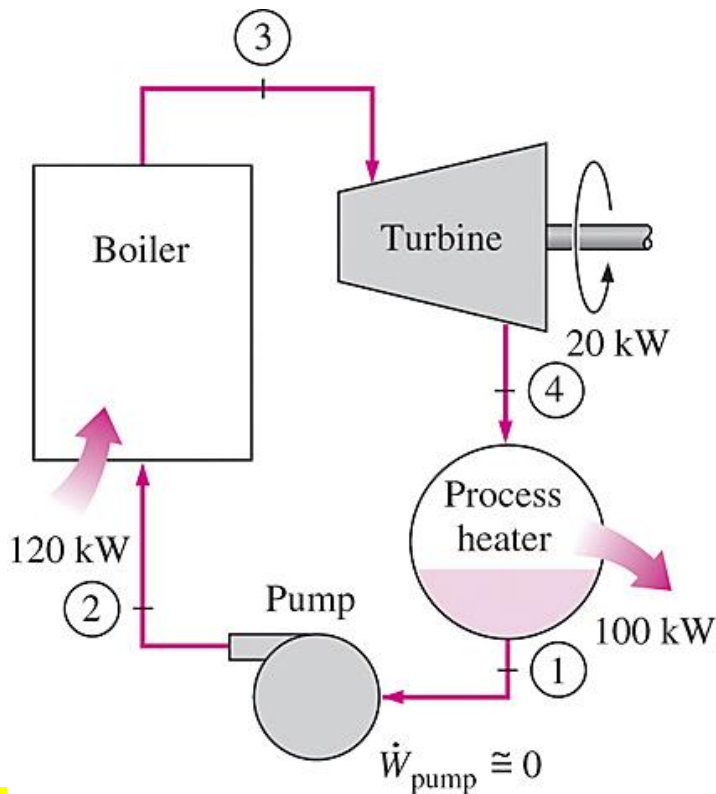
Belirli endüstriyel işlemler için proses-ısı gereksinimlerini karşılarken, aynı zamanda elektrik de üreten santraller geliştirilmiştir. geliştirilmiştir. Bu santrallere bileşik ısı-güç (kojenerasyon) santralleri denir.

Kojenerasyon: enerjinin birden fazla yararlı biçiminin (proses ısısı ve elektrik gücü gibi) aynı enerji kaynağından üretilmesidir.

Enerjiden
yararlanma oranı

$$\epsilon_u = \frac{\text{Net work output} + \text{Process heat delivered}}{\text{Total heat input}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{in}}}$$

$$\epsilon_u = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{\dot{Q}_{\text{in}}}$$

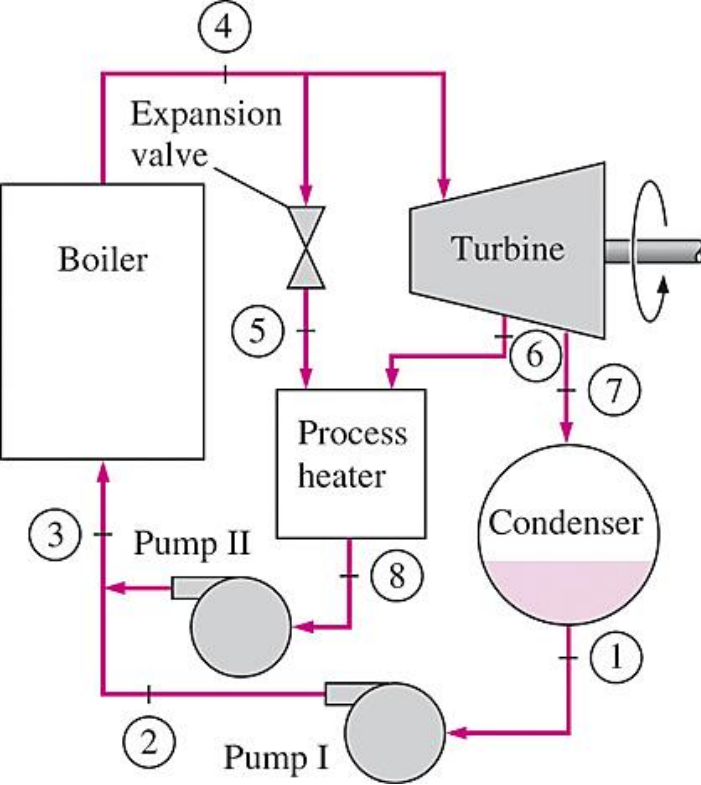


İdeal bileşik ısı-güç (kojenerasyon) santrali.

Buhar türbinli ideal bileşik ısı-güç santralinin enerjiden yararlanma oranı, yüzde 100 olmaktadır.

Gerçek bileşik ısı-güç santrallerinde bu oran yüzde 80 düzeylerindedir.

Bazı yeni bileşik ısı-güç santrallerinde enerjiden yararlanma oranı daha yüksek değerlere de çıkabilmektedir.



Değişen yüklere cevap verebilen bir bileşik ısı-güç santrali.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_3(h_4 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_7(h_7 - h_1)$$

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_8h_8$$

$$\dot{W}_{turb} = (\dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_4 - h_6) + \dot{m}_7(h_6 - h_7)$$

Proses ısı yükünün fazla olduğu zamanlarda buharın tümü proses-ısı birimine yönlendirilir. Bu durumda yoğuşturucuya buhar gitmez ($\dot{m}_7=0$) ve atık ısı sıfır olur.

Bu da yeterli olmazsa, kazandan çıkan buharın bir kısmı bir kısılma vanasıyla veya bir basınç düşürücü vanayla (PRV) P6 basıncına genişletilerek proses-ısı birimine gönderilir.

En yüksek miktarda proses ısısı, kazandan çıkan tüm buharın basınç düşürücü vanadan geçirilmesiyle sağlanır ($\dot{m}_5 = \dot{m}_4$) Bu durumda güç üretimi yoktur.

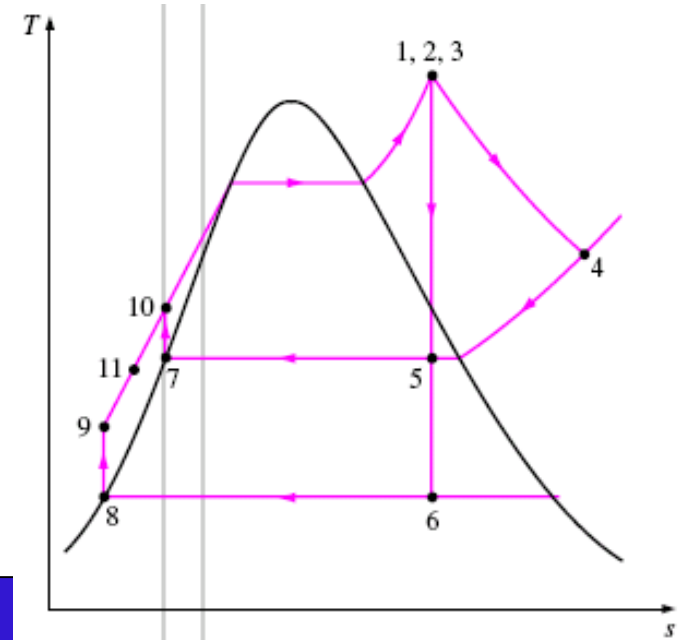
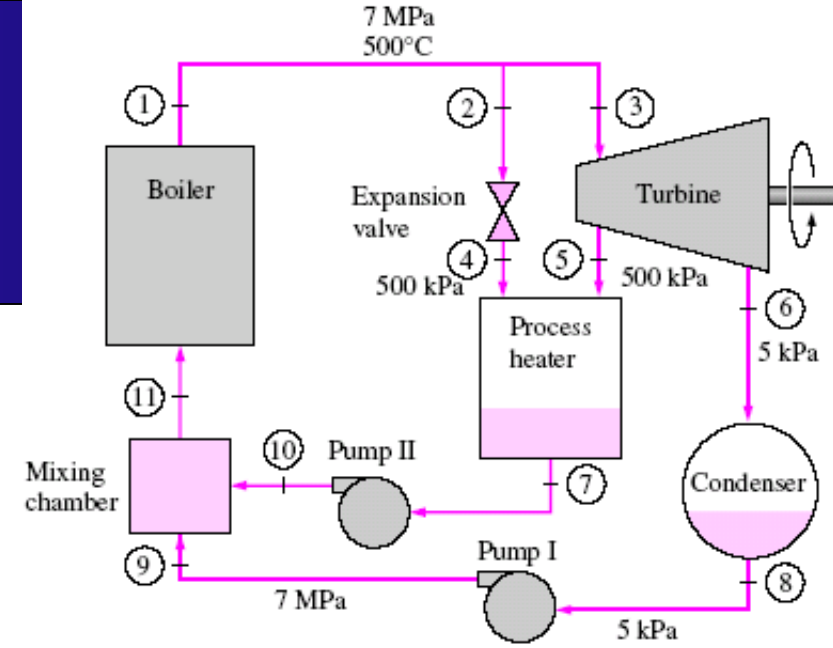
Proses ısısına gerek duyulmadığında ise, buharın tümü türbin ve yoğuşturucudan geçer ($\dot{m}_5=\dot{m}_6=0$), ve bileşik ısı-güç santrali bu kez sıradan bir buharlı güç santrali olarak çalışır.

ÖRNEK

Bir bileşik ısı güç santralini gözönüne alalım. Buhar türbine 7 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmektedir. Türbinden bir miktar buhar, 500 kPa basınçta ısı işlemler için ayrılmaktadır. Buharın geri kalan bölümü 5 kPa yoğusturucu basıncına genişlemekte, bu basınçta yoğustuktan sonra 7 MPa kazan basıncına pompalanmaktadır. Fazla proses ısı gerektiği zamanlarda kazandan çıkan buharın bir bölümü doğrudan bir basınç düşürücü vanadan geçirilerek, 500 kPa basınca düşürülmekte ve ısı değıştiricisine gönderilmektedir. Isı değıştiricisinde 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 pompalar izantropik kabul edilebilir. Borulardaki basınç düşüşlerini ve ısı kayıplarını ihmal ederek, (a) birim zamanda sağlanabilecek en çok proses ısını, (b) proses ısı sağlanmadığı zaman üretilen güç ve enerjiden yararlanma oranını, (c) buharın yüzde 10'u türbine girmeden önce, yüzde 70'i de türbinden ayrılarak proses ısı değıştiricisine gönderildiği zaman sağlanan proses ısını hesaplayın.

ÖRNEK

Bir bileşik ısı güç santralini gözönüne alalım. Buhar türbine 7 MPa basınç ve 500 °C sıcaklıkta girmektedir. Türbinden bir miktar buhar, 500 kPa basınçta ısı işlemler için ayrılmaktadır. Buharın geri kalan bölümü 5 kPa yoğusturucu basıncına genişlemekte, bu basınçta yoğustuktan sonra 7 MPa kazan basıncına pompalanmaktadır. Fazla proses ısı gerektiği zamanlarda kazandan çıkan buharın bir bölümü doğrudan bir basınç düşürücü vanadan geçirilerek, 500 kPa basınca düşürülmekte ve ısı değıştiricisine gönderilmektedir. Isı değıştiricisinde 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 pompalar izantropik kabul edilebilir. Borulardaki basınç düşüşlerini ve ısı kayıplarını ihmal ederek, (a) birim zamanda sağlanabilecek en çok proses ısını, (b) proses ısı sağlanmadığı zaman üretilen gücü ve enerjiden yararlanma oranını, (c) buharın yüzde 10'u türbine girmeden önce, yüzde 70'i de türbinden ayrılarak proses ısı değıştiricisine gönderildiği zaman sağlanan proses ısını hesaplayın.



Çözüm

Pompa işleri ve çeşitli hallerdeki entalpiler aşağıda hesaplanmış veya su buharı tablolarından okunmuştur:

$$\begin{aligned}w_{\text{pump I, in}} &= v_8(P_9 - P_8) = (0.001005 \text{ m}^3/\text{kg})[(7000 - 5)\text{kPa}]\left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3}\right) \\&= 7.03 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}w_{\text{pump II, in}} &= v_7(P_{10} - P_7) = (0.001093 \text{ m}^3/\text{kg})[(7000 - 500) \text{ kPa}]\left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3}\right) \\&= 7.10 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 3411.4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 2739.3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 2073.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_7 = h_f @ 500 \text{ kPa} = 640.09 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = h_f @ 5 \text{ kPa} = 137.75 \text{ kJ/kg}$$

$$h_9 = h_8 + w_{\text{pump I, in}} = (137.75 + 7.03) \text{ kJ/kg} = 144.78 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{10} = h_7 + w_{\text{pump II, in}} = (640.09 + 7.10) \text{ kJ/kg} = 647.19 \text{ kJ/kg}$$

(a) En fazla proses ısısı, kazanda üretilen tüm buhar basınç düşürücü bir vanadan geçirilip ısı değiştiricisine gönderildiği zaman elde edilir. Bu durumda,

$$\dot{Q}_{p, \max} = \dot{m}_1(h_4 - h_7) = (15 \text{ kg/s})[(3411.4 - 640.09) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{41,570 \text{ kW}}$$

(ö) Proses ısı sağlanmadığı zaman kazanda üretilen tüm ısı türbinden geçerek 5 kPa olan yoğunlaştırıcı basıncına genişleyecektir. Bu durumda,

$$\dot{W}_{\text{turb, out}} = \dot{m}(h_3 - h_6) = (15 \text{ kg/s})[(3411.4 - 2073.0) \text{ kJ/kg}] = 20,076 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{pump, in}} = (15 \text{ kg/s})(7.03 \text{ kJ/kg}) = 105 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{net, out}} = \dot{W}_{\text{turb, out}} - \dot{W}_{\text{pump, in}} = (20,076 - 105) \text{ kW} = \mathbf{19,971 \text{ kW}}$$

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_1(h_1 - h_{11}) = (15 \text{ kg/s})[(3411.4 - 144.78) \text{ kJ/kg}] = 48,999 \text{ kW}$$

$$\epsilon_u = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \frac{(19,971 + 0) \text{ kW}}{48,999 \text{ kW}} = \mathbf{0.408 \text{ or } 40.8\%}$$

(c) Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek, enerji korunumu ilkesi proses ısı değiştiricisine uygulanırsa,

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{Q}_{p, \text{out}} + \dot{m}_7 h_7$$

$$\dot{Q}_{p, \text{out}} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_7 h_7$$

$$\dot{m}_4 = (0.1)(15 \text{ kg/s}) = 1.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_5 = (0.7)(15 \text{ kg/s}) = 10.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 1.5 + 10.5 = 12 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{p, \text{out}} &= (1.5 \text{ kg/s})(3411.4 \text{ kJ/kg}) + (10.5 \text{ kg/s})(2739.3 \text{ kJ/kg}) \\ &\quad - (12 \text{ kg/s})(640.09 \text{ kJ/kg}) \\ &= \mathbf{26,199 \text{ kW}}\end{aligned}$$

Başka bir deyişle 26184 kVW ısı 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.

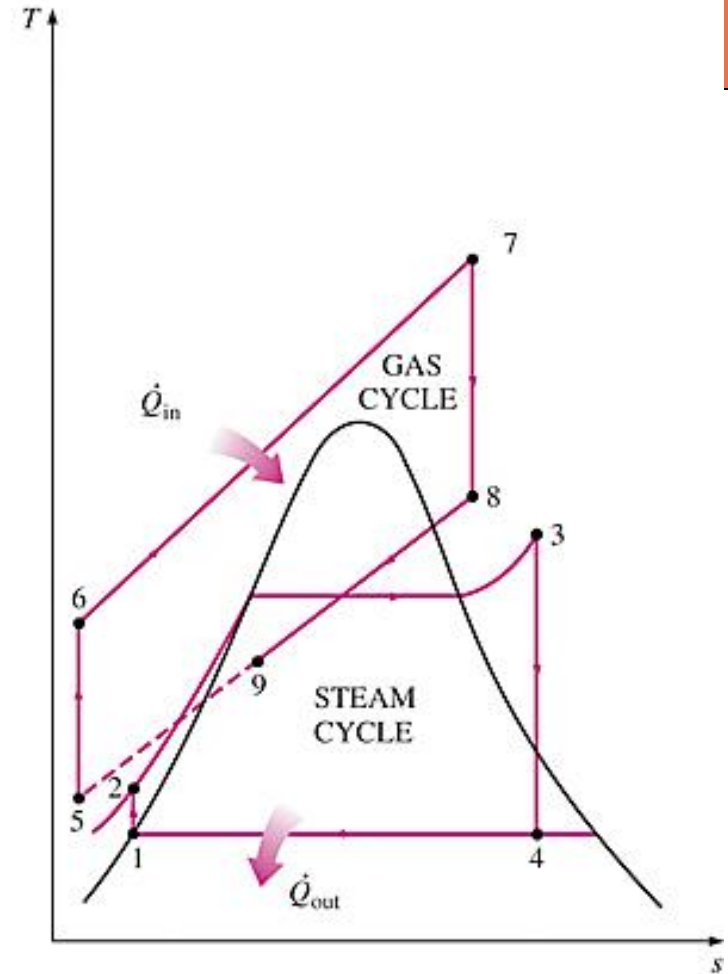
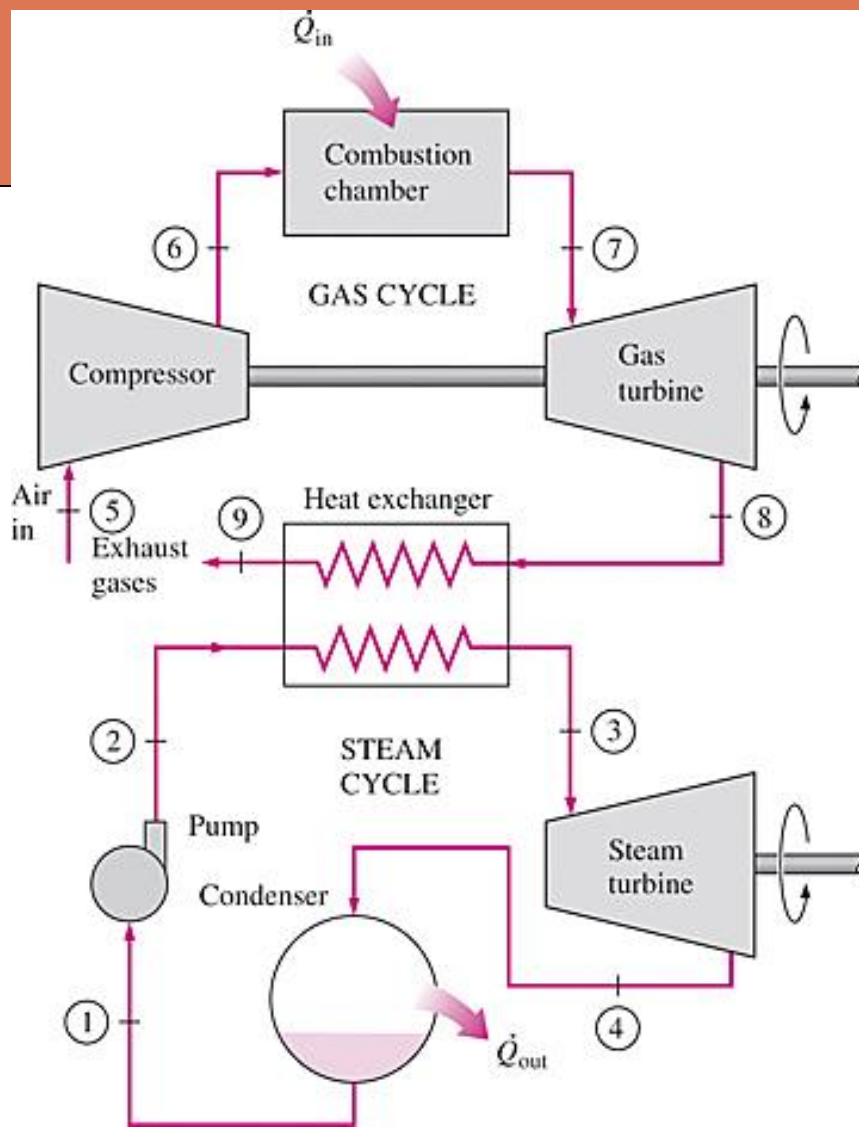
BİRLEŞİK GAZ – BUHAR GÜÇ ÇEVİRİMİ

Daha yüksek ısı verim sağlayabilmek için süregelen çalışmalar, alışılmış güç santrallerinde yeni düzenlemelerin yapılmasına yol açmıştır.

Daha çok kabul gören bir başka düzenleme ise, gaz akışkanlı güç çevrimini buharlı bir güç çevriminin üst çevrimi olarak kullanmaktır. Bu düzenleme birleşik gaz buhar çevrimi veya kısaca birleşik çevrim olarak adlandırılır.

En çok ilgiduyulan birleşik çevrim, gaz türbini (Brayton) çevrimiyle buhar türbini(Rankine) çevriminin oluşturduğu birleşik çevrimdir. Bu birleşik çevrimin ısı verimi, birleşik çevrimi oluşturan çevrimlerin ısı verimlerinden daha yüksek olmaktadır.

- Gaz türbini çevrimlerinin yüksek sıcaklıklarda çalışmasının sağladığı kazançlardan yararlanmak ve sıcak egzoz gazlarını,buharlı güç çevrimi gibi alt çevrimlerde değerlendirmek mühendislik yaklaşımının gereğidir.Bu düşüncenin ürünü birleşik gaz-buhar çevrimidir.
- Gaz türbini teknolojisinde son yıllarda görülen gelişmeler, birleşik gaz-buhar santrallerini ekonomik açıdan çok çekici yapmıştır.
- Birleşik çevrim yatırım giderlerini çok fazla artırmadan çevrimin veriminin artmasını sağlamaktadır. Bunun sonucu olarak birçok yeni güç santrali birleşik çevrime göre tasarlanmakta var olan birçok buharlı ve gaz türbinli santral de birleşik santrale dönüştürülmektedir.
- Dönüşümü tamamlanan santrallerde ısı verimin % 50'nin üzerinde olduğu bildirilmektedir.



Birleşik gaz-buhar güç santrali.

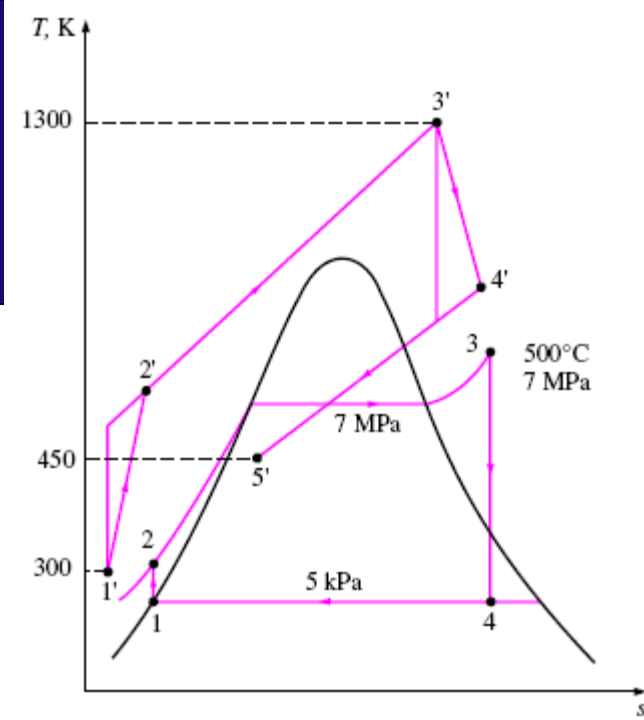
ÖRNEK

Şekilde 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 kütledebilerinin oranını,
- (b) Birleşik çevrimin ısı verimini hesaplayın.

ÖRNEK

Şekilde 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 kütleli debilerinin oranını, (b) birleşik çevrimin ısı verimini hesaplayın.



(a) Kütle debilerinin oranı;

$$\begin{aligned} \text{Gas cycle: } h_4' &= 880.14 \text{ kJ/kg} & (T_4' &= 853 \text{ K}) \\ q_{\text{in}} &= 790.6 \text{ kJ/kg} & w_{\text{net}} &= 210.63 \text{ kJ/kg} & \eta_{\text{th}} &= 26.6\% \\ h_5' &= h_{@450 \text{ K}} = 451.80 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Steam cycle: } h_2 &= 144.78 \text{ kJ/kg} & (T_2 &= 33^\circ\text{C}) \\ h_3 &= 3411.4 \text{ kJ/kg} & (T_3 &= 500^\circ\text{C}) \\ w_{\text{net}} &= 1331.4 \text{ kJ/kg} & \eta_{\text{th}} &= 40.8\% \end{aligned}$$

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m}_g h_5' + \dot{m}_s h_3 = \dot{m}_g h_4' + \dot{m}_s h_2$$

$$\dot{m}_s (h_3 - h_2) = \dot{m}_g (h_4' - h_5')$$

$$\dot{m}_s (3411.4 - 144.78) = \dot{m}_g (880.14 - 451.80)$$

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_g} = y = 0.131$$

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 ısıtılacağını göstermektedir. Yanma sonu gazlarının birim kütlesi için çevrimin toplam işi her iki çevrimde yapılan işlerin toplamıdır:

$$\begin{aligned}w_{\text{net}} &= w_{\text{net, gas}} + yw_{\text{net, steam}} \\&= (210.63 \text{ kJ/kg gas}) + (0.131 \text{ kg steam/kg gas})(1331.4 \text{ kJ/kg steam}) \\&= 385.0 \text{ kJ/kg gas}\end{aligned}$$

(b) Birleşik santralin ısı verimi

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{385.0 \text{ kJ/kg gas}}{790.6 \text{ kJ/kg gas}} = \mathbf{0.487 \text{ or } 48.7\%}$$

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.

ÖZET

- Carnot buhar çevrimi
- Rankine çevrimi: Buharlı güç çevrimleri için ideal çevrim
 - **İdeal Rankine çevriminin enerji çözümlmeleri**
- Gerçek buharlı güç çevriminin ideal buharlı güç çevriminden farkı
- Rankine çevriminin verimini nasıl artırabiliriz?
 - **Yoğuşturucu basıncının düşürülmesi (*Azaltır* $T_{low,avg}$)**
 - **Buharın kızdırılması (*Yükseltir* $T_{high,avg}$)**
 - **Kazan basıncının yükseltilmesi (*Yükseltir* $T_{high,avg}$)**
- İdeal ara ısıtmalı Rankine çevrimi
- İdeal rejenerasyonlu Rankine çevrimi
 - **Açık besleme suyu ısıtıcıları**
 - **Kapalı besleme suyu ısıtıcıları**
- Buharlı güç çevrimlerinin ikinci yasa analizi
- Kojenerasyon
- Birleşik gaz buhar çevrimleri

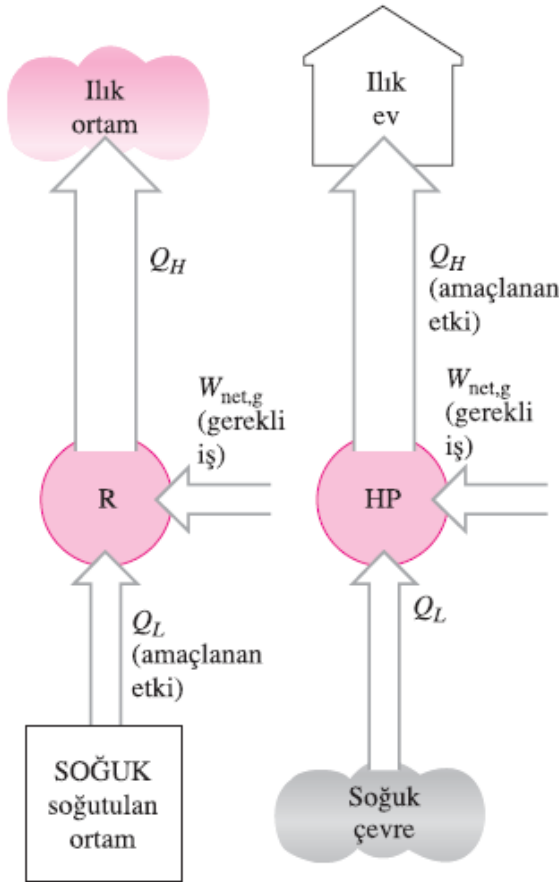
Bölüm 11

Soğutma Çevrimleri

Amaçlar

- Soğutma makineleri ve ısı pompaları kavramlarının tanıtılması ile etkinliklerinin ölçülmesi.
- İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin incelenmesi.
- Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin incelenmesi.
- Bir uygulama için en doğru soğutkanın seçimi sırasında etkili olan etkenlerin gözden geçirilmesi.
- Soğutma makinesi ve ısı pompası sistemlerinin çalışmalarının tartışılması.
- Yenilikçi buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin etkinliklerinin değerlendirilmesi.
- Gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinin incelenmesi.
- Soğurmalı soğutma sistemleri kavramlarının tanıtılması.

SOĞUTMA MAKİNALARI VE ISI POMPALARI



Düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklığına ısıнын aktarılması için soğutma makinaları olarak adlandırılan özel cihazlara gereksinim duyulur.

Soğutma makinaları ve ısı pompaları aslında aynı cihazlar olmakla birlikte, kullanım amaçları farklıdır.

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{Elde edilmek istenen}}{\text{Harcanan}} = \frac{\text{Soğutma etkisi}}{\text{İş girişi}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net,g}}}$$

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{\text{Elde edilmek istenen}}{\text{Harcanan}} = \frac{\text{Isıtma etkisi}}{\text{İş girişi}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net,g}}}$$

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \text{COP}_{\text{SM}} + 1$$

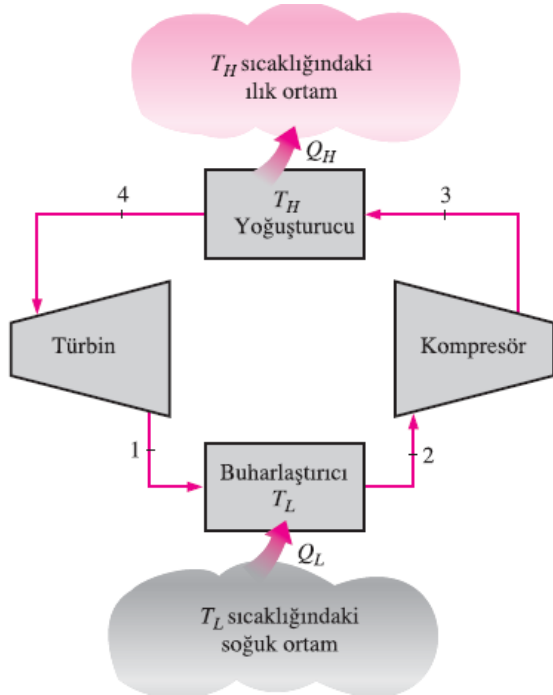
Q_L ve Q_H in sabit değerleri için

Soğutma makinesinin amacı soğutulan ortamdan ısı çekmektir (Q_L); ısı pompasının amacı ılık ortama ısı vermektir (Q_H)

TERS CARNOT ÇEVİRİMİ

$$\text{COP}_{\text{SM,Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

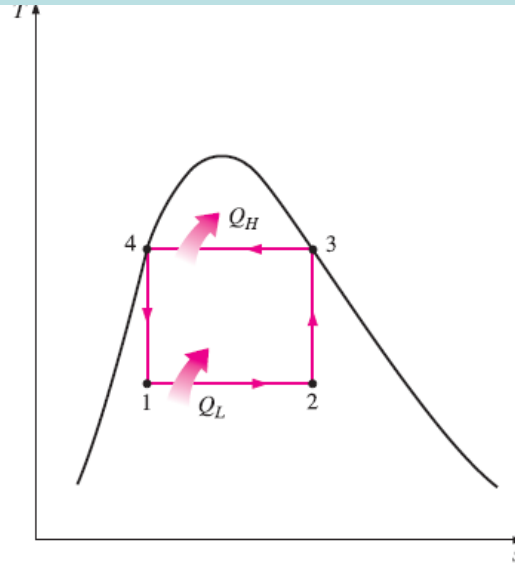
$$\text{COP}_{\text{IP,Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$



Tersinir Carnot çevrimi iki belirli sıcaklık seviyesi arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir.

Diğer taraftan 2-3 ve 4-1 hal değişimlerinin sağlanması uygulamada pek mümkün değildir. Çünkü

2-3 hal değişiminde sıvı-buhar karışının sıkıştırılması gerekmekte ve bunun için de iki evreli akışkanla çalışan bir kompresöre ihtiyaç duyulmaktadır. Diğer taraftan 4-1 hal değişimi sırasında sıvı oranı yüksek soğutkanın türbinde genişlemesi gerekir.

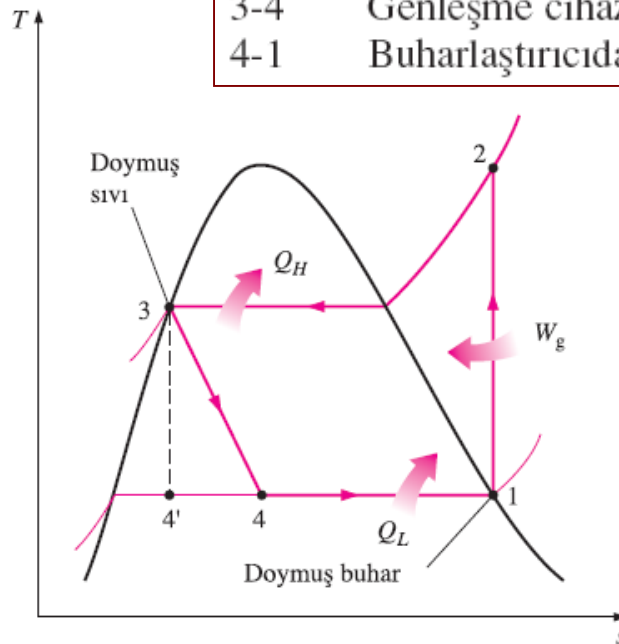
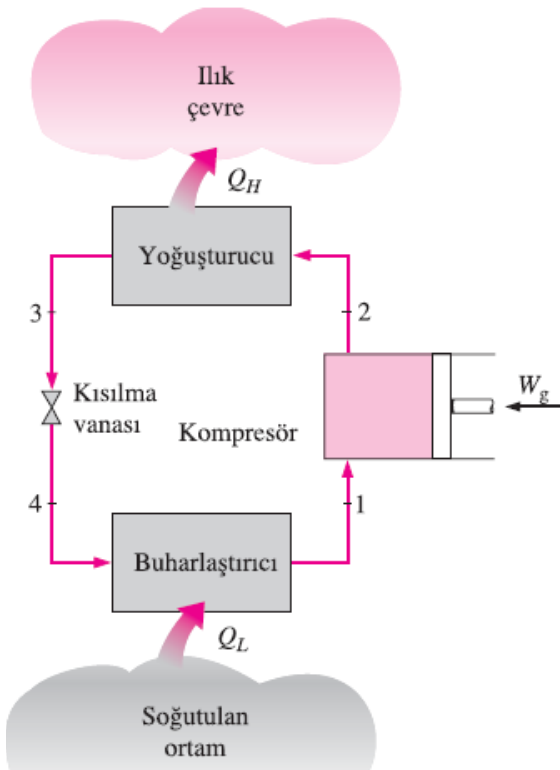


TL'nin yükselmesi veya TH'nin düşmesi durumunda her iki COP'nin de arttığına dikkat edilmelidir.

Carnot soğutma makinesinin düzeni ve ters carnot çevriminin T-s diyagramı.

İDEAL BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi soğutma makinaları için ideal bir çevrimdir. Ters Carnot çevriminin aksine soğutucu akışkan sıkıştırılmadan önce tümüyle buharlaştırılır ve türbini yerini kısılma işlemi alır.



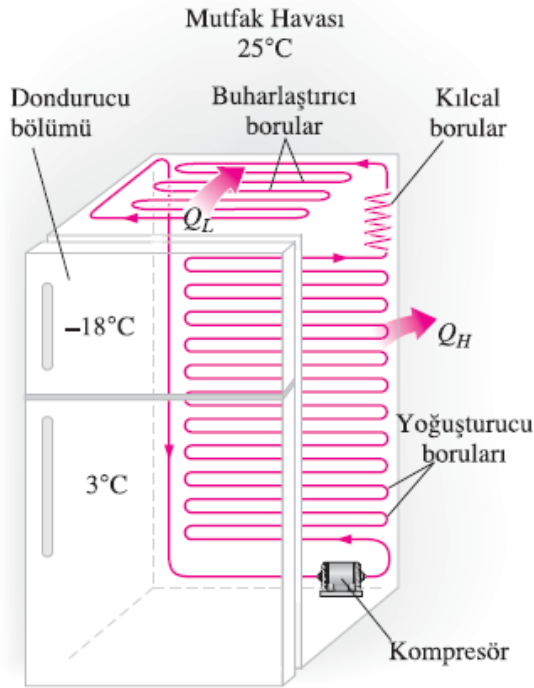
- | | |
|-----|---|
| 1-2 | Kompresörde izantropik sıkıştırma |
| 2-3 | Yoğunlaştırıcıda çevreye sabit basınçta ısı verilmesi |
| 3-4 | Genleşme cihazında kısılma |
| 4-1 | Buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı alınması |

Soğutucular ve ısı pompaları için yaygın kullanılan A-C sistemleri

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı

ideal çevrimlerden farklı olarak, ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde tersinmez bir hal değişimi (kısılma) olduğundan içten tersinir bir çevrim değildir.

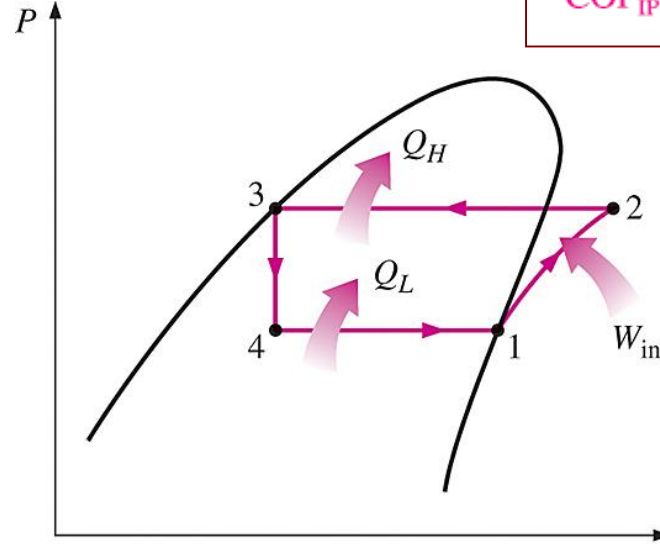
Kısılma vanası yerine bir türbin kullanmak hem daha masraflı olacağı hem de sistemi daha karmaşık yapacağı için uygulanmaz.



Bir ev buzdolabı

Sürekli akış için enerji dengesi

$$(q_g - q_{\dot{c}}) + (w_g - w_{\dot{c}}) = h_{\dot{c}} - h_g$$



$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{q_L}{w_{\text{net,g}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

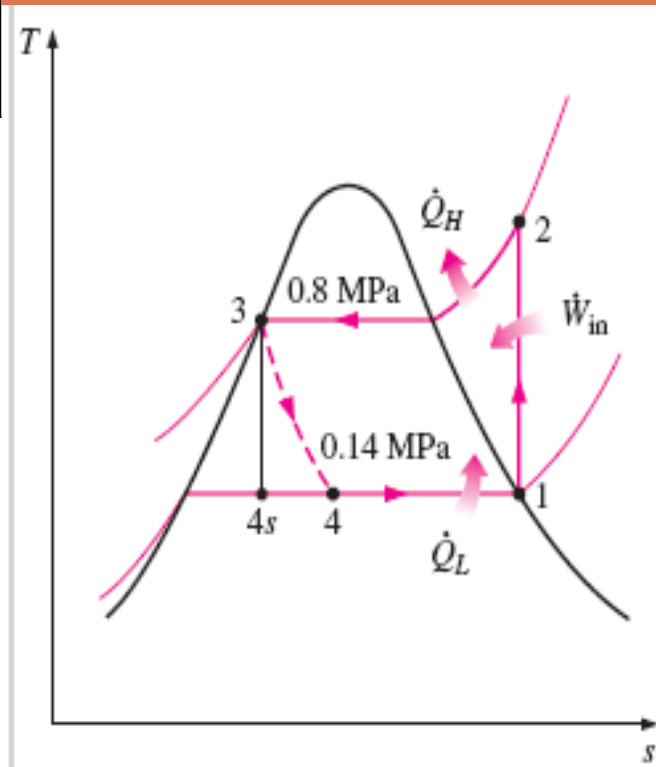
$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{q_H}{w_{\text{net,g}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin P-h diyagramı

ÖRNEK 10-1

İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrime göre çalışan bir soğutma makinesinde aracı akışkan olarak soğutucu akışkan-12 kullanılmaktadır. Çevrimde buharlaştırıcının 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.



$$P_1 = 0.14 \text{ MPa} \longrightarrow h_1 = h_g @ 0.14 \text{ MPa} = 239.16 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = s_g @ 0.14 \text{ MPa} = 0.94456 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 0.8 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array} \right\} h_2 = 275.39 \text{ kJ/kg}$$

$$P_3 = 0.8 \text{ MPa} \longrightarrow h_3 = h_f @ 0.8 \text{ MPa} = 95.47 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3 \text{ (kısılma)} \longrightarrow h_4 = 95.47 \text{ kJ/kg}$$

a) Soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı ve kompresörü çalıştırmak için gerekli güç, yapılan kabuller altında enerjinin korunumu denklemini uygulayarak bulunur:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05 \text{ kg/s})[(239.16 - 95.47) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{7.18 \text{ kW}}$$

ve

$$\dot{W}_g = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05 \text{ kg/s})[(275.39 - 239.16) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{1.81 \text{ kW}}$$

b) Yoğuşturucuda, soğutucu akışkandan çevreye olan ısı geçişi benzer bir biçimde:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) = (0.05 \text{ kg/s})[(275.39 - 95.47) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{9.0 \text{ kW}}$$

olarak bulunur. Bu değer aşağıdaki eşitlik kullanılarak da bulunabilir:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_g = 7.18 + 1.81 = 8.99 \text{ kW}$$

c) Soğutma çevriminin etkinlik katsayısı, tanımdan giderek hesaplanabilir:

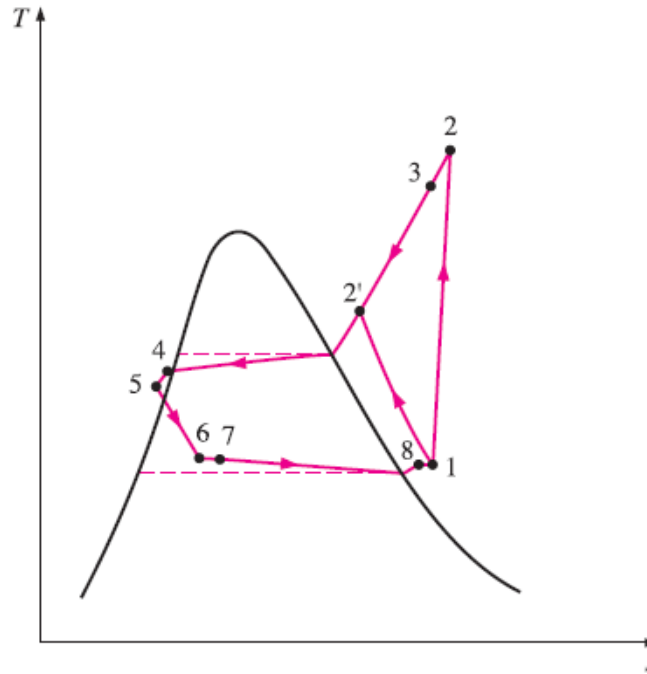
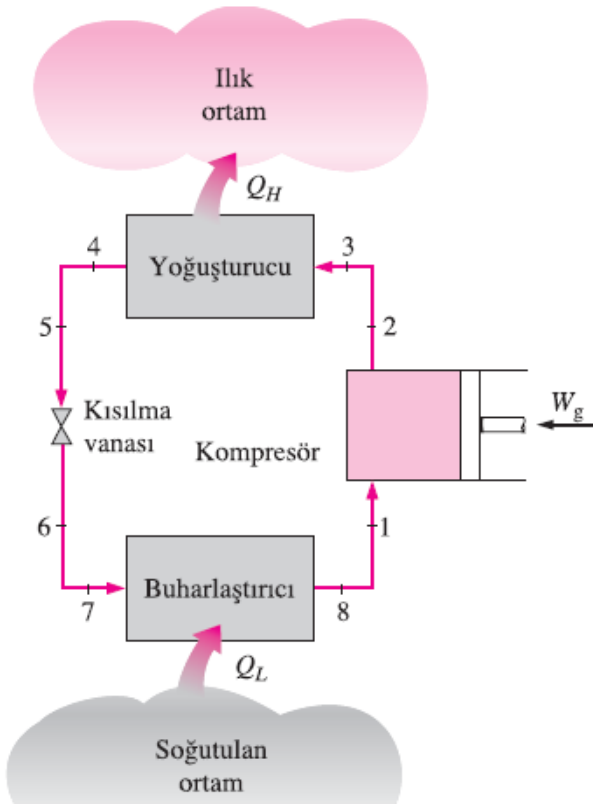
$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_g} = \frac{7.18 \text{ kW}}{1.81 \text{ kW}} = 3.97$$

Bu soğutma makinesi, tükettiği her birim elektrik enerjisi için soğutulan ortamdan 3.97 birim ısı enerjisi çekmektedir.

Tartışma Tartışma Kısılma vanası yerine izentropik bir türbin kullanılması durumunda hal değişimlerinin nasıl gerçekleşeceğini incelenmesi ilginç olacaktır. Hal değişimi 4s (türbin çıkışındaki $P_{4c} = 0.14 \text{ MPa}$, ve $s_{4c} = s_2 = 0.35404 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ değerleri ile) için entalpi 88.94 kJ/kg olarak bulunacak ve türbinden 0.33 kW iş elde edilecektir. Böylelikle soğutma makinasını çalıştırmak için gerekli güç 1.81 kW 'dan 1.48 kW 'a düşecek, soğutulan ortamdan çekilen ısı 7.18 kW 'dan 7.51 kW 'a yükselecektir. Sonuç olarak soğutma makinasının etkinlik katsayısı %28 artışla 3.97'den 5.07'ye artacaktır.

GERÇEK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ideal olandan bazı bakımlardan farklı olup, bu durum genellikle çevrimi oluşturan çeşitli elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan **akışkanın sürtünmesi** ve **çevreyle yapılan ısı alışverişidir**. Tersinmezliklerin sonucu olarak COP azalır.



FARKLILIKLAR

İzantropik olmayan sıkıştırma

Buharlaştırıcı çıkışındaki kızgın buhar

Yoğuşturucu çıkışındaki sıkıştırılmış sıvı

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı çıkışındaki basınç düşüşleri

Gerçek buharlı çevrimin düzeni ve T-s diyagramı.

ÖRNEK 11–2 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

Bir soğutma makinasının kompresörüne soğutkan-134a 0.14 MPa ve -10°C 'de, 0.05 kg/s debi ile girmekte ve 0.8 MPa, 50°C 'de çıkmaktadır. Soğutkan yoğunlaştırıcıda 26°C ve 0.72 MPa'a soğutulmakta ve 0.15 MPa'a kısılmaktadır. Elemanlar arasındaki bağlantı borularında ısı ve basınç kaybı ihmal edilirse, (a) soğutulan ortamdaki birim zamanda çekilen ısıyı ve kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü, (b) kompresörün izentropik verimini, (c) soğutma makinasının etkinlik katsayısını hesaplayınız.

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 0.14 \text{ MPa} \\ T_1 = -10^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_1 = 246.36 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 0.8 \text{ MPa} \\ T_2 = 50^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_2 = 286.69 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_3 = 0.72 \text{ MPa} \\ T_3 = 26^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_3 \cong h_{f@26^\circ\text{C}} = 87.83 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3 \text{ (kısıılma)} \longrightarrow h_4 = 87.83 \text{ kJ/kg}$$

(a) Soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı ve kompresöre verilmesi gereken güç, ilgili tanımlardan hesaplanır:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05 \text{ kg/s})[(246.36 - 87.83) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{7.93 \text{ kW}}$$

ve

$$\dot{W}_g = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05 \text{ kg/s})[(286.69 - 246.36) \text{ kJ/kg}] = \mathbf{2.02 \text{ kW}}$$

(b) Kompresörün izantropik verimi,

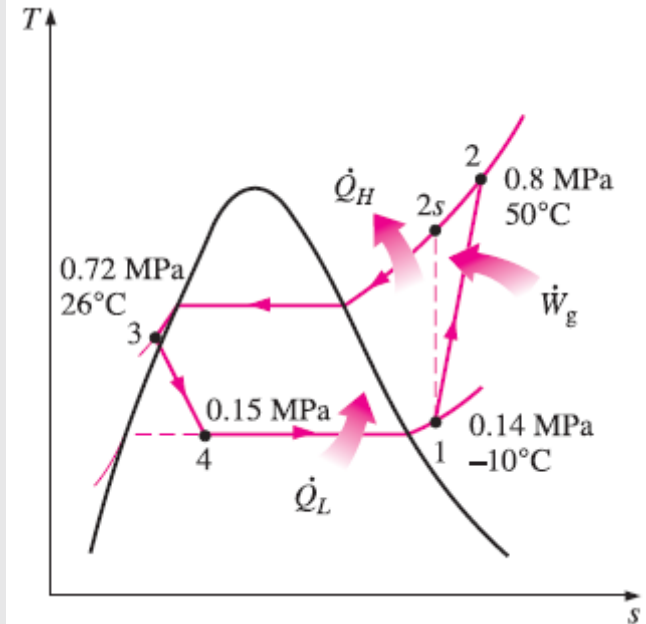
$$\eta_c \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

kullanılarak bulunur. Burada 2s durumundaki ($P_{2s} = 0.8 \text{ MPa}$ ve $s_{2s} = s_1$) entalpi $284.21 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ 'dir. Böylelikle,

$$\eta_c = \frac{284.21 - 246.36}{286.69 - 246.36} = \mathbf{0.939 \text{ veya } \%93.9}$$

(c) Soğutma makinasının etkinlik katsayısı,

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_g} = \frac{7.93 \text{ kW}}{2.02 \text{ kW}} = \mathbf{3.93}$$

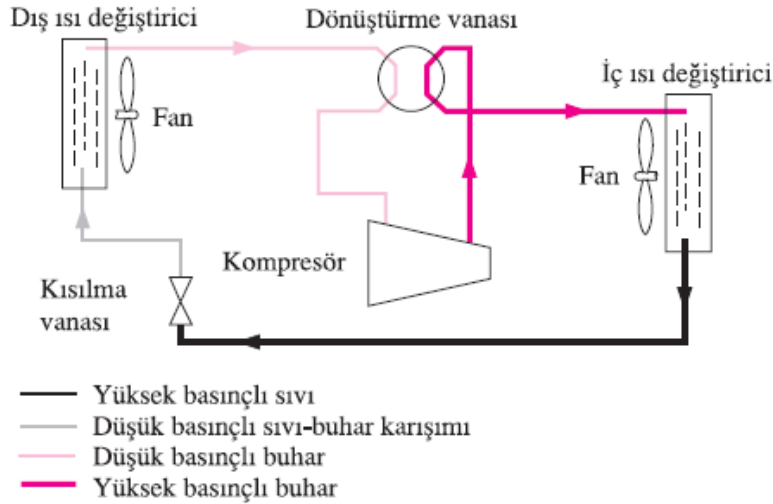


DOĞRU SOĞUTKANIN SEÇİMİ

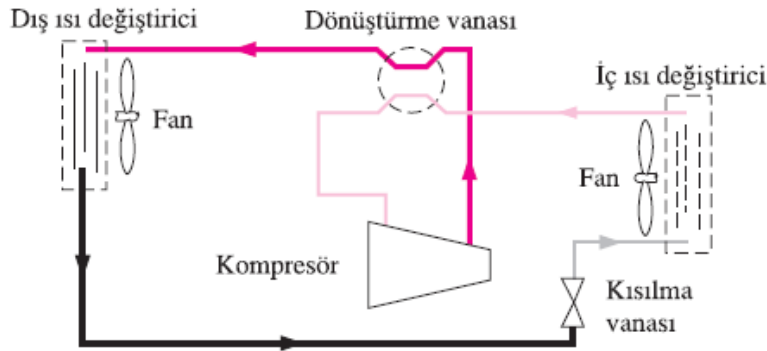
- Bir soğutma sistemini tasarlarken seçilebilecek birçok soğutkan vardır. Bunlar arasında kloroflorokarbonlar (CFC), amonyak, hidrokarbonlar (propan, etan, etilen vb), karbondioksit, hava (uçakların iklimlendirmesinde kullanılan) ve hatta su (donma noktasının üzerindeki uygulamalarda) sayılabilir.
- R-11, R-12, R-22, R-134a, ve R-502 piyasada kullanılan soğutucu akışkanların büyük bölümünü oluşturmaktadır.
- Endüstriyel ve büyük ölçekli ticari sektörler, zehirleyici olmasına rağmen amonyağı tatmin edici bulmuşlardır.
- Büyük kapasitedeki su soğutuculu bina iklimlendirme sistemlerinde en çok R-11 kullanılmaktadır. R-12'den ev tipi buzdolaplarında ve derin dondurucularda ve otomobil klimalarında yararlanılmaktadır. R-22 pencere tipi klima cihazlarında, ısı pompalarında, büyük binaların merkezi iklimlendirme sistemleri ile endüstriyel soğutma sistemlerinde kullanılmakta ve benzer sistemlerde ki amonyak ile rekabet halinde bulunmaktadır. R-22'nin bir karışımı olan R-502, süpermarketler gibi ticari soğutma sistemlerinin kullanıldığı uygulamalarda baskın soğutkandır. Kloroflorokarbonların koruyucu ozon tabakasına zarar vermeleri ile dünya atmosferine daha fazla morötesi ışınımının girmesine neden oldukları 1970'lerin ortalarında fark edilmiş ve bunun da küresel ısınmaya neden olan sera etkisine katkıda bulunduğu anlaşılmıştır. Tam olarak halojenleştirilmiş kloroflorokarbonlar (R-11, R12 ve R-115 gibi) ozon tabakasına en fazla zararı vermektedirler. Tam olarak halojenleştirilmemiş R-22 gibi soğutkanların ozon tüketim kabiliyetleri, R-12'nin yaklaşık %5'i kadardır. Yeryüzünü zararlı morötesi ışınlardan koruyan ozon tabakası dostu soğutkanlar geliştirilmektedir. Soğutkan seçiminde dikkate alınması gereken iki önemli parametre soğutkanın ısı alışverişinde bulunduğu iki ortamın (soğutulan ortam ile çevre) sıcaklıklarıdır

ISI POMPASI SİSTEMLERİ

ISI POMPASININ ÇALIŞMASI - ISITMA BİÇİMİ



ISI POMPASININ ÇALIŞMASI - ISITMA BİÇİMİ



Isı pompası yazın bir evi soğutmak, kışın bir evi ısıtmak için kullanılabilir.

Isı pompaları için en çok kullanılan enerji kaynağı, su ve topraktan da yararlanılmasına rağmen havadan havaya sistemlerde atmosferik havadır.

Suyu ısı kaynağı olarak kullanan sistemler genelde 80 m'ye kadar inen derinliklerdeki, sıcaklığı 5 ile 18°C arasında değişen yeraltı sularını kullanırlar ve karlanma problemleri yoktur. Bu sistemler daha yüksek etkinlik katsayılarına sahip olmakla birlikte, daha karmaşıktırlar ve yeraltı suyu gibi büyük miktarlardaki su kütlelerine kolay bir şekilde erişime gereksinim duyarlar.

Isı pompasının kapasitesi ve etkinliği düşük kaynak sıcaklıklarında önemli ölçüde azalır.

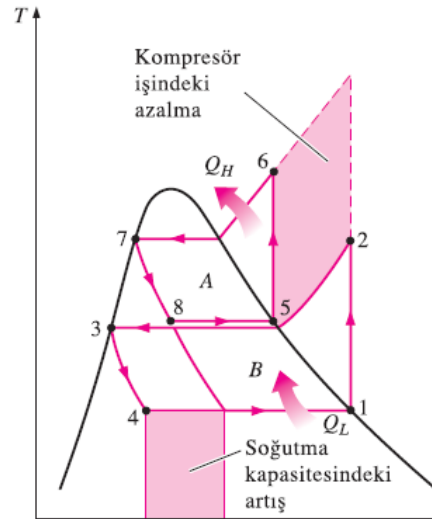
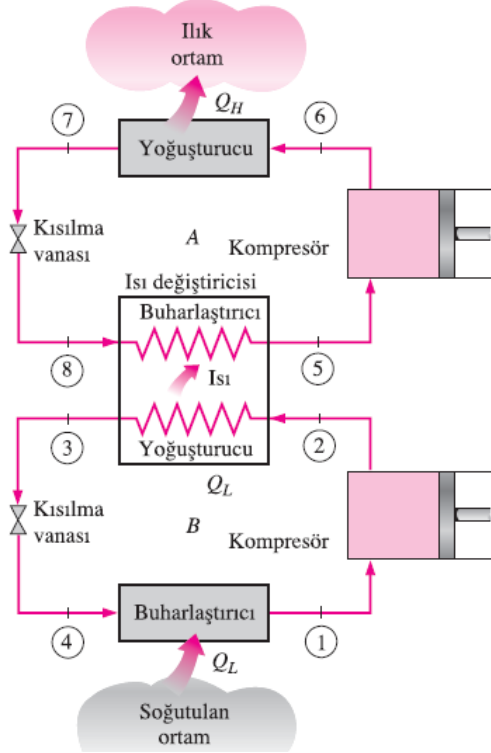
Bundan dolayı havayı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompalarının çoğunda, elektrikli ısıtıcı, mazotlu ya da doğal gazlı kat kaloriferleri gibi yardımcı ısıtma sistemlerine ihtiyaç duyulur.

Isı pompalarının en rekabetçi olduğu yöreler, güney bölgelerimizde olduğu gibi yazın soğutma yükünün büyük, kışın ısıtma yükünün küçük olduğu yerlerdir. Bu yörelerde ısı pompası konutların ve işyerlerinin ısıtma ve soğutma yüklerinin tümünü karşılayabilir. Öte yandan yazın soğutmanın az, kışın ısıtmanın oldukça fazla olduğu yörelerde ısı pompasının ekonomik olması zordur.

YENİLİKÇİ BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

- Basit buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi en yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi olup, soğutma uygulamalarının büyük çoğunluğu için yeterlidir.
- Basit buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri ucuz ve güvenilir olmalarının yanı sıra hemen hemen hiç bakım gerektirmezler
- Fakat büyük endüstriyel uygulamalarda basitlikten çok etkinlik önem kazanır.
- Bazı uygulamalar için basit buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi yetersiz kalmakta ve iyileştirilmesi gerekir.
- Aşağıda etkinliği artırmak için yapılan düzenlemelerden birkaçı incelenecektir
 - Ardışık Soğutma Sistemleri
 - Çok Kademeli Sıkıştırma Yapılan Soğutma Sistemleri
 - Tek Kompresör ile Çalışan Çok Amaçlı Soğutma Sistemleri
 - Gazların Sıvılaştırılması

Ardışık Soğutma Sistemleri



Bazı endüstriyel uygulamalar oldukça düşük sıcaklıklara gereksinim duyarlar ve uygulamanın söz konusu sıcaklık aralığı, basit buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin etkin çalışabilmesi için çok büyük olabilir. Bu gibi durumlarda başvurulan yöntemlerden biri soğutma işlemini iki kademede gerçekleştirmektir.

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \longrightarrow \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8}$$

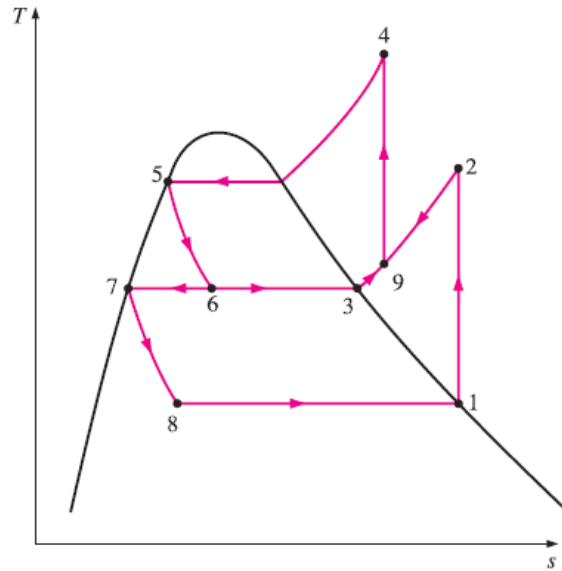
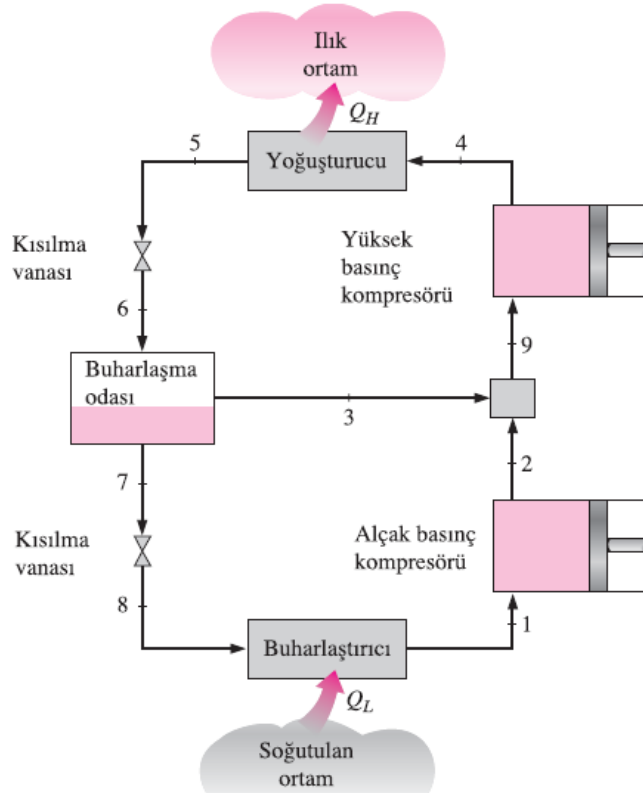
$$\text{COP}_{\text{SM,ardışık}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{net,g}}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)}$$

Her iki kademede de aynı soğutucu akışkanın kullanıldığı bir ikili soğutma sistemi.

Ardışık soğutma soğutma sisteminin COP sini artırır

Bazı sistemler üç veya dört kademeli ardışık soğutma kullanır

Çok Kademeli Sıkıştırma Yapılan Soğutma Sistemleri

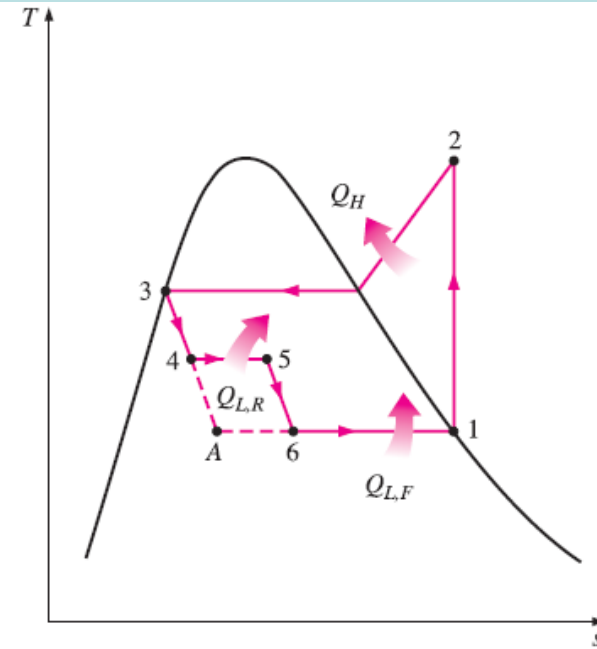
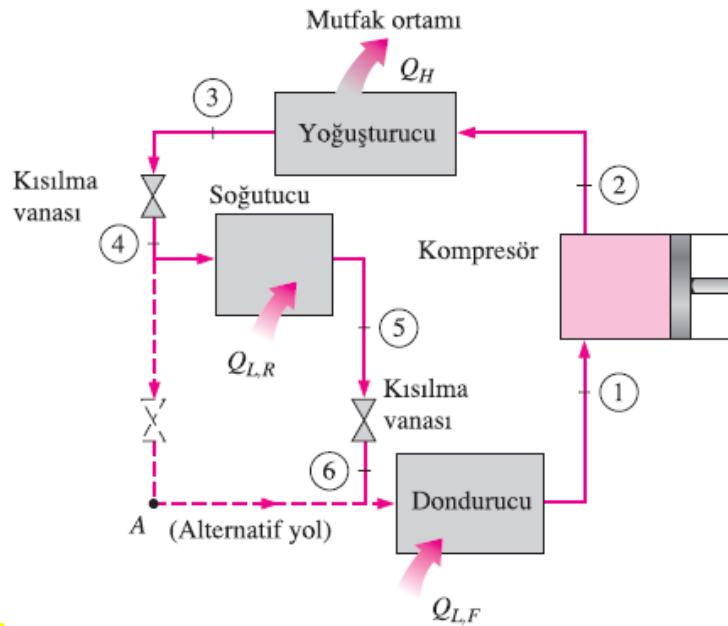


Ardışık soğutma sisteminin her tarafında kullanılan akışkan aynı ise, kademeler arasındaki ısı değiştirici yerine ısı aktarımının daha iyi sağlandığı bir karışma odası veya buharlaşma odası kullanılabilir. Bu tür sistemlere çok kademeli sıkıştırma yapılan soğutma sistemleri adı verilir.

Buharlaşma odalı iki kademeli sıkıştırmalı bir soğutma sistemi

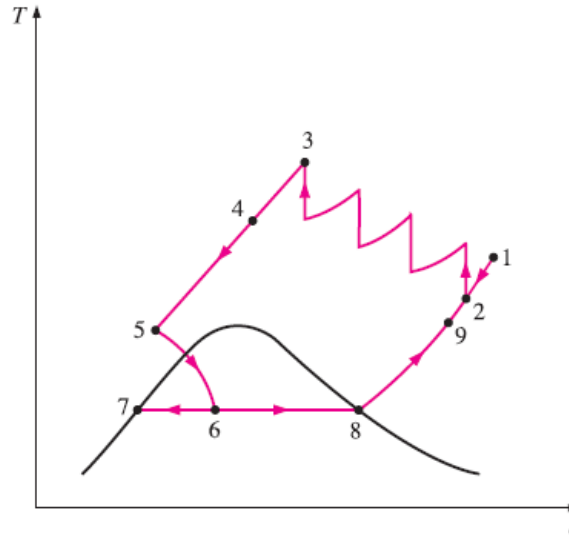
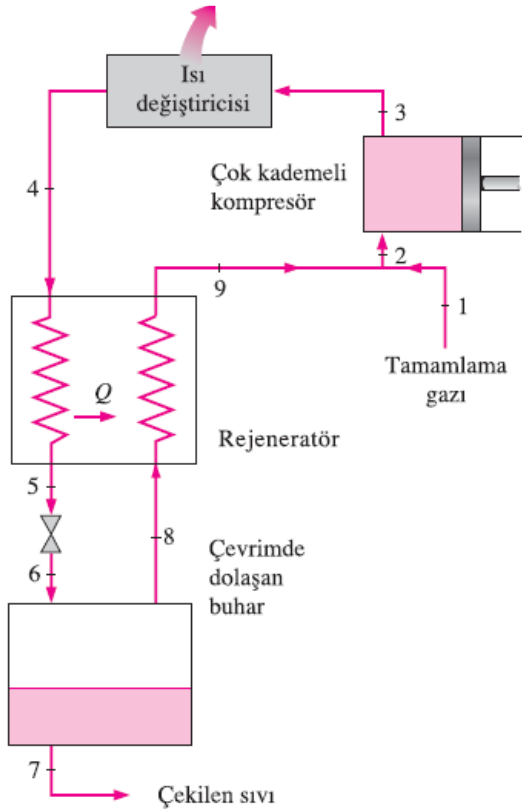
Tek Kompresör ile Çalışan Çok Amaçlı Soğutma Sistemleri

Bazı uygulamalarda farklı sıcaklıklarda birden çok ortamın aynı anda soğutulması gerekebilir. Bunun üstesinden gelmek için, farklı sıcaklıktaki her bir buharlaştırıcı için ayrı bir genleşme vanası ve ayrı bir kompresör kullanılabilir. Ancak böyle bir sistem büyük hacimli ve masraflı olacaktır. Daha uygun ve ekonomik bir çözüm, buharlaştırıcılardan çıkan tüm akışları tek bir kompresöre yönlendirmek ve sistemin tüm sıkıştırma işini bu kompresörde gerçekleştirmektir.



Dondurucusu olan tek kompresörlü bir soğutma makinesinin T-s diyagramı

Gazların Sıvılaştırılması



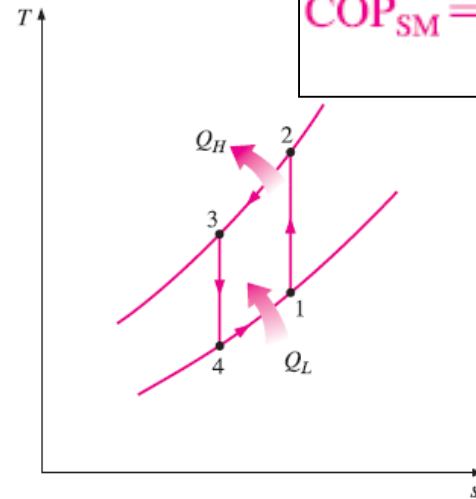
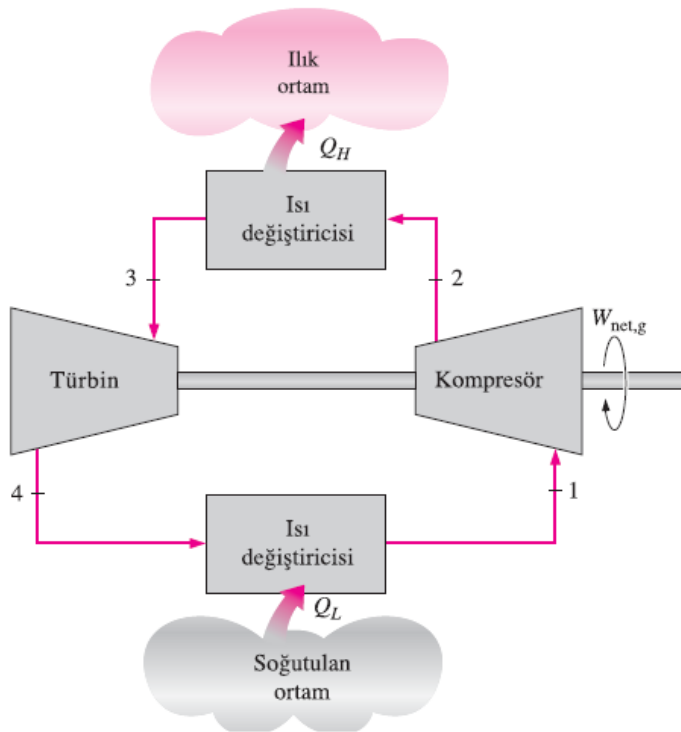
Birçok önemli bilimsel araştırma ve mühendislikle ilgili işlemler kriyojenik (-100°C 'nin altındaki) sıcaklıklarda gazların sıvılaştırılmasına dayandığından, gazların sıvılaştırılması soğutma uygulamalarının her zaman önemli bir alanını oluşturmuştur. Böyle işlemlere örnek olarak, oksijen ve azotun havadan ayrılması, roketler için sıvı yakıtların hazırlanması, çok düşük sıcaklıklarda malzeme özelliklerinin incelenmesi, süper iletkenlik gibi ilginç bazı kavramların araştırılması gösterilebilir.

Gazların sıvılaştırılması için başarıyla kullanılan bazıları karmaşık, diğerleri basit birkaç çevrim vardır.

Gazları sıvılaştırmak için Linde-Hampson yöntemi

GAZ AKIŞKANLI SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

Soğutma için **ters Brayton çevrimi** (gaz akışkanlı soğutma çevrimi)kullanılabilir.



$$COP_{SM} = \frac{q_L}{w_{net,g}} = \frac{q_L}{w_{komp,g} - w_{türb,ç}}$$

$$q_L = h_1 - h_4$$

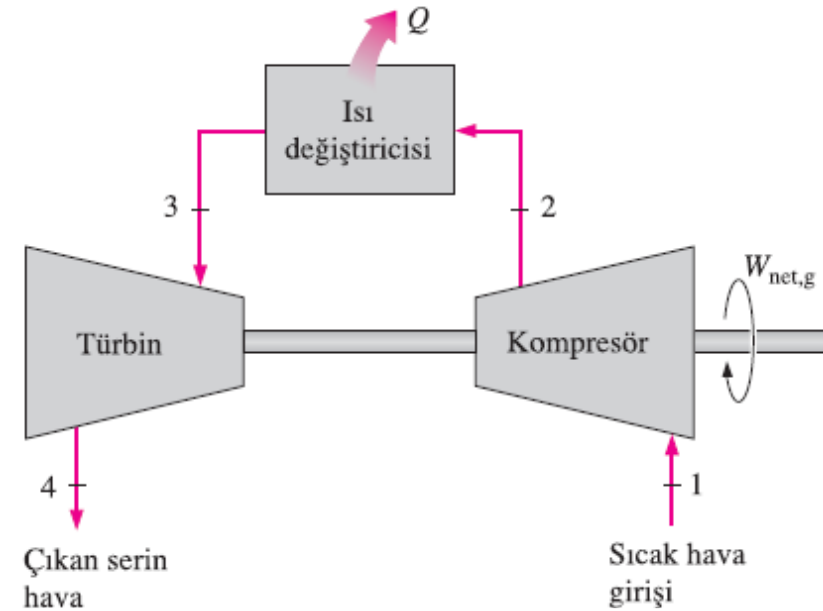
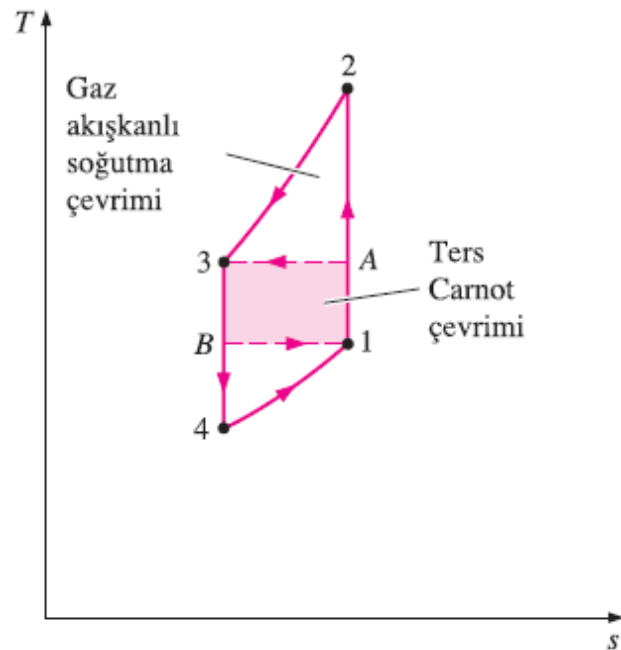
$$w_{türb,ç} = h_3 - h_4$$

$$w_{komp,g} = h_2 - h_1$$

Basit gaz akışkanlı soğutma çevrimleri

Gaz akışkanlı soğutma çevrimi, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi veya tersine Carnot çevrimine göre daha düşük etkinlik katsayısına sahiptir.

Tersine Carnot çevrimi net işin küçük bir bölümünü harcarken, (1A3B1 dikdörtgen alanı), daha çok soğutma yapmaktadır (B1 altındaki üçgen alan)



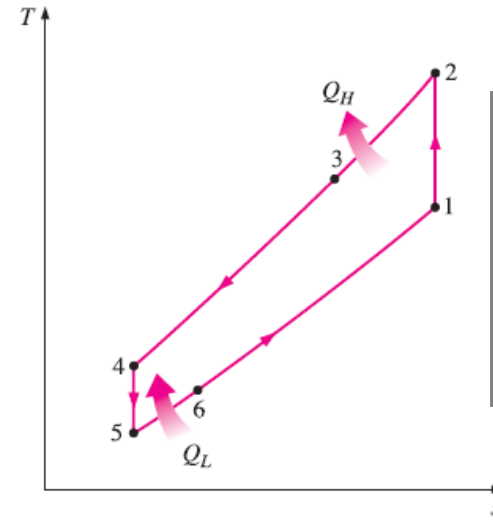
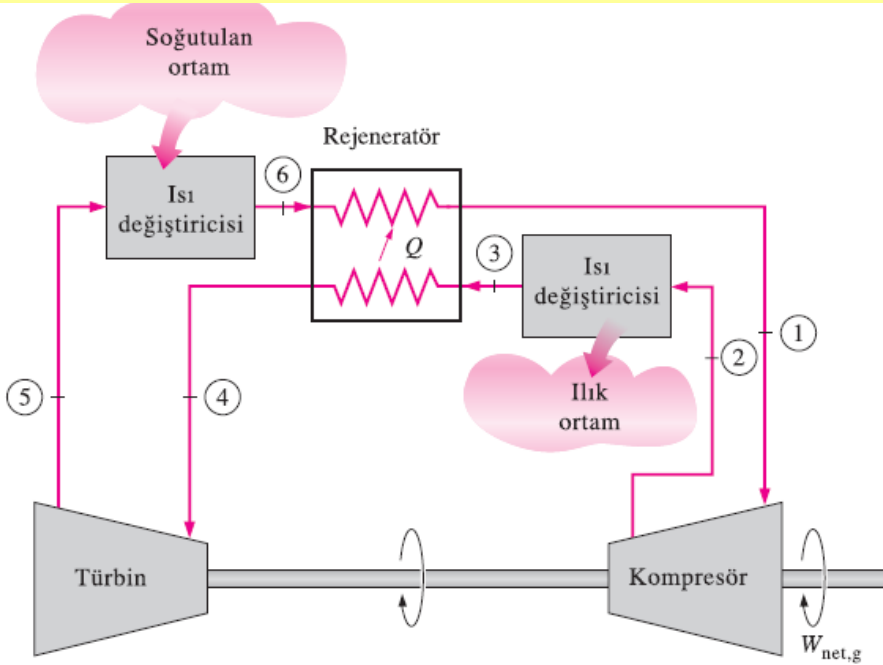
Açık çevrime göre çalışan uçak kabin soğutma sistemi.

Gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinin etkinlik katsayıları bağıl olarak düşük olmasına rağmen, iki cazip özelliği vardır. İlk olarak bu çevrime göre çalışan makineler daha basit ve hafif elemanlar ile çalışabildiklerinden, uçaklarda soğutma için elverişli hale gelirler.

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_4 sıcaklığına kadar düşürülebilir.

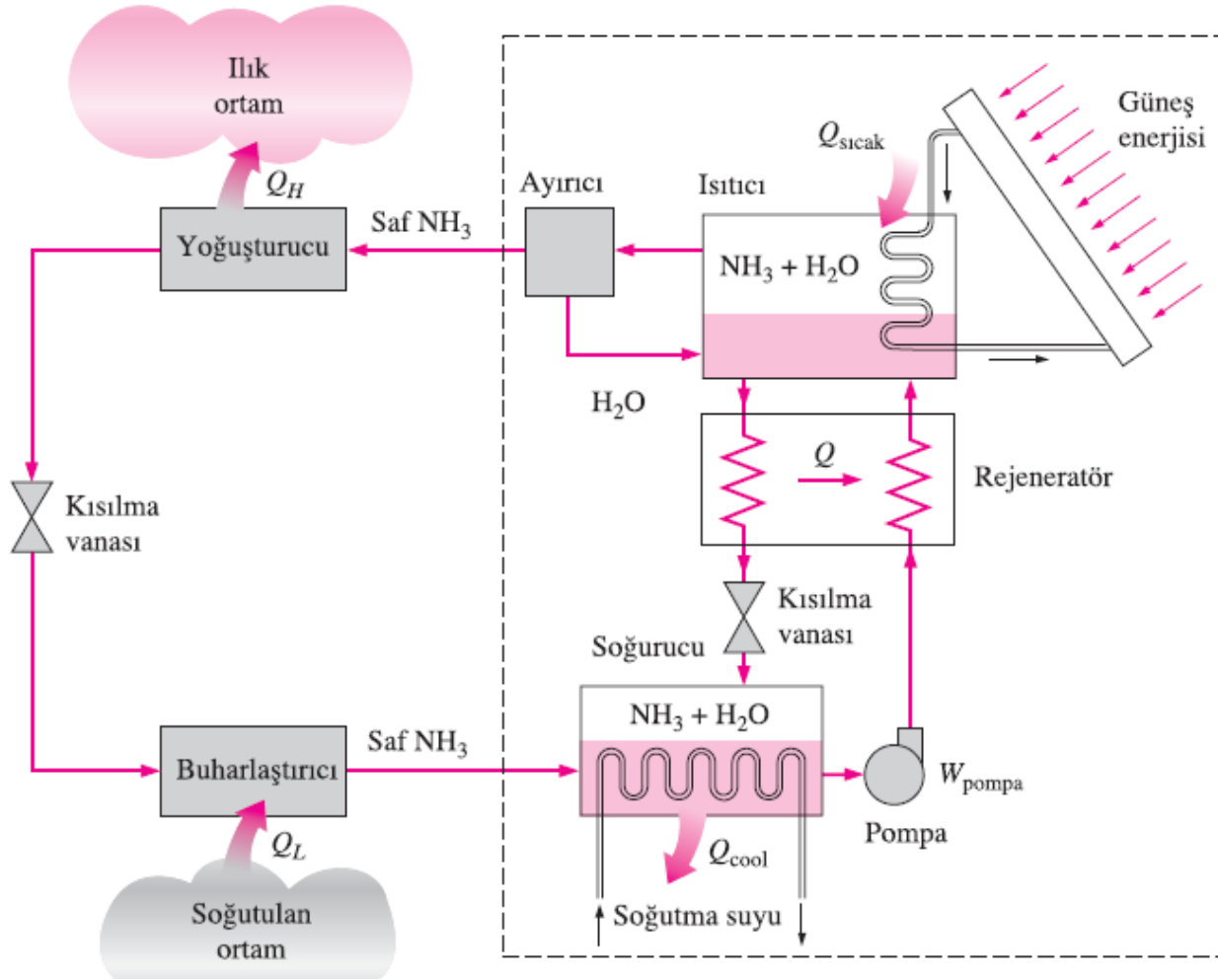
Türbin giriş sıcaklığının düşürülmesi, çevrimin en düşük sıcaklığı olan türbin giriş sıcaklığının da kendiliğinden düşmesine neden olur.



Rejenarasyonlu soğutma çevrimiyle çok düşük sıcaklıklara ulaşılabilir.

Rejenaratörlü gaz akışkanlı soğutma çevrimi.

SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

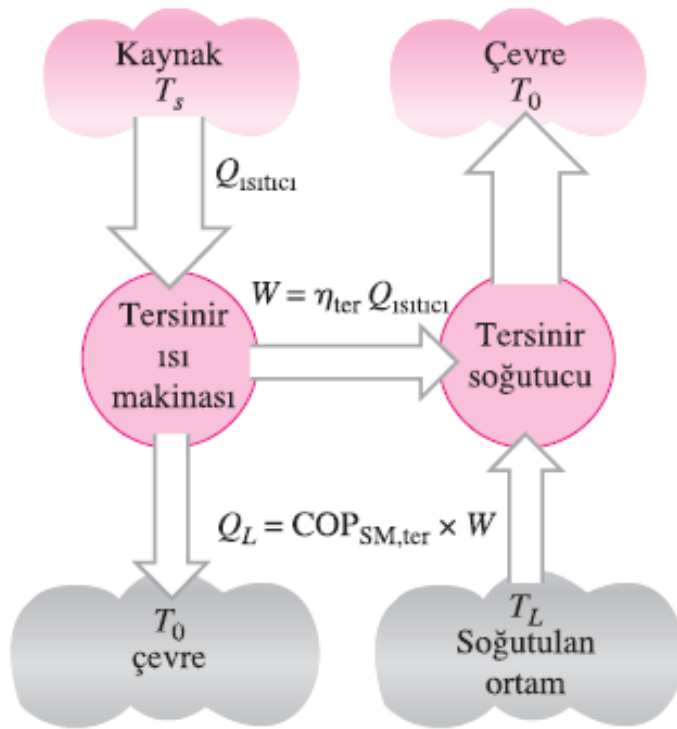


Amonyak-su soğurmalı soğutma çevrimi

Sıcaklığı 100°C ile 200°C arasında olan ucuz bir ısı enerji kaynağı bulunduğu zaman, ekonomik açıdan ilgi çekici olabilecek bir başka soğutma yöntemi **soğurmalı (absorpsiyonlu) soğutmadır**.

Ucuz ısı enerji kaynakları arasında **jeotermal enerji, güneş enerjisi, kojenerasyon veya buhar santrallerinin atık ısıları ve hatta bağlı olarak ucuz fiyattan sağlandığında doğal gaz sayılabilir**.

- Soğurmalı soğutma sistemlerinde *soğutkanın* bir taşıyıcı akışkan içinde soğurulması sözkonusudur.
- En yaygın kullanılan soğurmalı soğutma sistemi, amonyağın (NH₃) soğutkan, suyun (H₂O) taşıyıcı akışkan olarak görev yaptığı amonyak-su sistemidir.
- Diğer soğurmalı soğutma sistemleri arasında, suyun soğutkan olarak yer aldığı, su-lityum bromür ve su-lityum klorür sistemleri sayılabilir. Son iki sistemin uygulama alanları, en düşük sıcaklığın suyun donma noktasının üzerinde olduğu iklimlendirme ile incelenecektir.
- Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemiyle karşılaştırıldığında soğurmalı sistemin önemli bir üstünlüğü göze çarpmaktadır: Bu sistemde buhar yerine sıvı sıkıştırılmaktadır. Sürekli akış işi özgül hacimle orantılı olduğu için, soğurmalı soğutma sistemine beslenmesi gereken iş çok küçük olup (ısıtıcıya sağlanan ısıнын %1'i mertebelerinde), çevrim analizi sırasında sıklıkla ihmal edilmektedir.
- Bu sistemlerin çalışması dış kaynaktan sağlanan ısıya dayanır. Bu nedenle soğurmalı soğutma sistemleri çoğu kez ısı ile çalışan sistemler olarak sınıflandırılır.
- Soğurmalı soğutma sistemleri buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine göre oldukça pahalıdırlar. Ayrıca daha karmaşık ve daha fazla hacimlidirler. Verimleri daha düşük olduğu için yoğunlaşma ısısının atılması için daha büyük soğutma kulelerine ihtiyaç duyarlar. Yaygın olmadıklarından bakım ve onarımlarının sağlanması daha zordur.
- Bu nedenle soğurmalı soğutma sistemleri ancak ısı enerji kaynağının birim maliyetinin ucuz ve uzun vadede elektriğe göre düşük kalması beklendiğinde dikkate alınmalıdırlar.
- Söz konusu sistemler genel olarak büyük ticari ve endüstriyel uygulamalarda kullanılırlar.



$$W = \eta_{\text{ısıt}} Q_{\text{ısıt.}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) Q_{\text{ısıt.}}$$

$$Q_L = \text{COP}_{\text{SM,ter}} W = \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) W$$

$$\text{COP}_{\text{SM,ters.}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{ısıt.}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{ısıt.}} + W_{\text{pompa,g}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{ısıt.}}}$$

Gerçek soğurmalı soğutma sisteminin COP' si genellikle 1'den daha azdır.

İklimlendirme sistemleri soğurmalı soğutmaya dayanır. En iyi performans ısı kaynağının ısıyı az sıcaklık düşüşlerinde yüksek sıcaklıklarda sağladığı zaman sağlanır

Soğurmalı soğutma sisteminin sahip olabileceği max.COP

ÖZET

- Soğutucular ve Isı pompaları
- Ters Carnot Çevrimi
- İdeal Buhar-Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi
- Gerçek Buhar-Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi
- Doğru Soğutucu Akışkanın Seçimi
- Isı Pompası Sistemleri
- Yenilikçi Buhar-Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi