

Bölüm 9

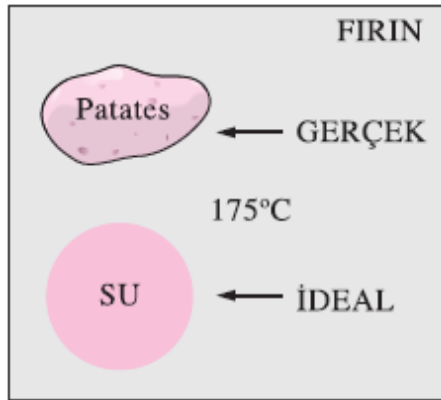
GAZ AKIŞKANLI GÜÇ ÇEVİRİMLERİ

GÜÇ ÇEVİRİMLERİNİN ÇÖZÜMLEMESİNE İLİŞKİN TEMEL KAVRAMLAR

Güç üreten makinaların 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.

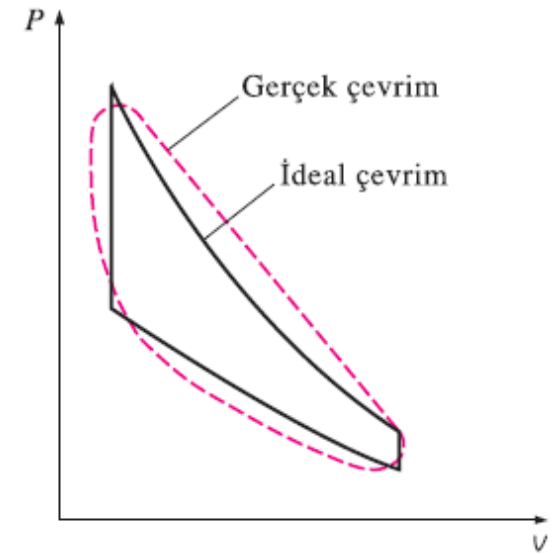
Tersinir Çevrim: Carnot çevrimi gibi tümünden tersinir bir çevrime göre çalışan ısı makinaları, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan tüm ısı makinalarından en yüksek ısı verime sahip makinalardır.



Modelleme, hassalıktan biraz ödün vererek problemin anlaşılmasına ve basitleştirilmesine olanak sağlayan güçlü bir mühendislik aracıdır.

Isı Makinalarının Isıl Verimi

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_g} \text{ veya } \eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_g}$$

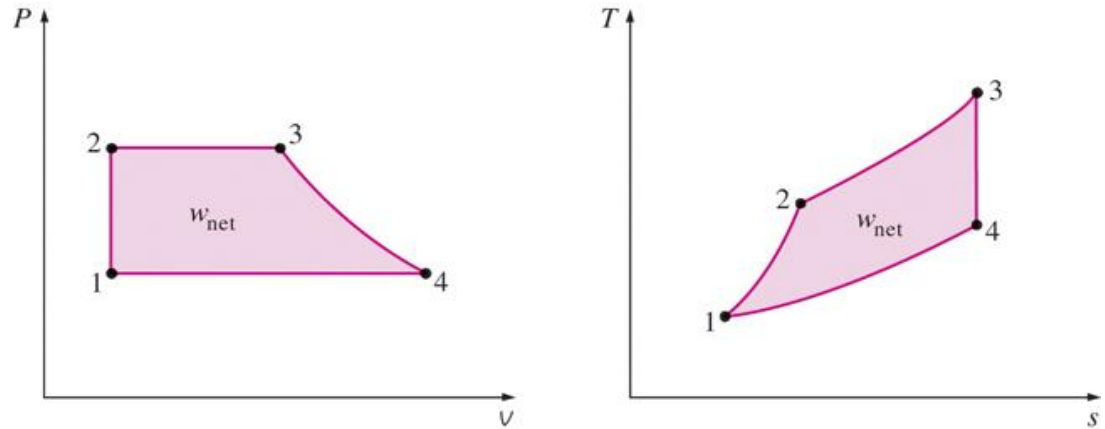


Bazı kabuller ve basitleştirmeler yaparak birçok karmaşık sistemin çözümlenebilir bir düzeye getirilmesi olanaklıdır.

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 girişini 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.*

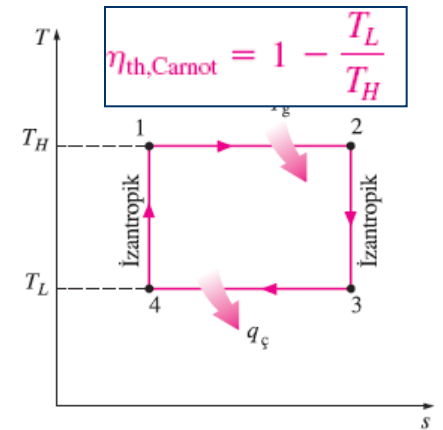
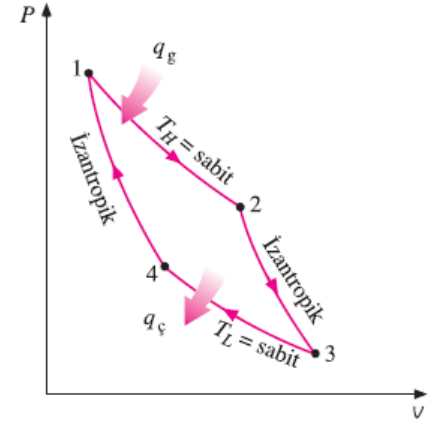


P - v ve T - s diyagramlarında, hal değişim eğrilerinin çevrelediği alan net işi gösterir.

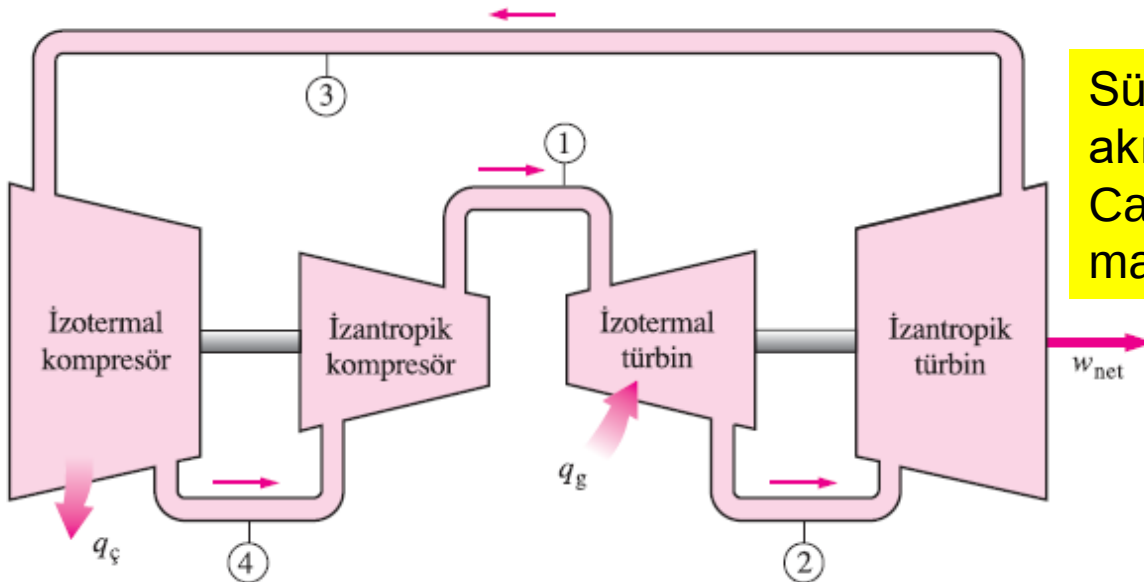
CARNOT ÇEVİRİMİ VE MÜHENDİSLİKTEKİ ÖNEMİ

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.

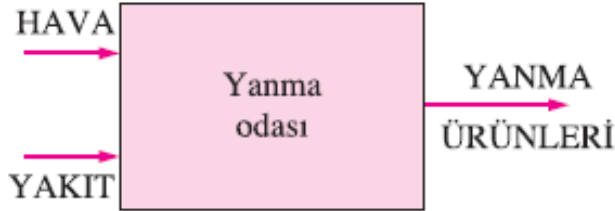


Sürekli-akışlı bir Carnot makinası.



Carnot çevriminin P-v ve T-s diyagramları.

HAVA STANDARDI KABULLERİ



(a) Gerçek



(b) İdeal

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

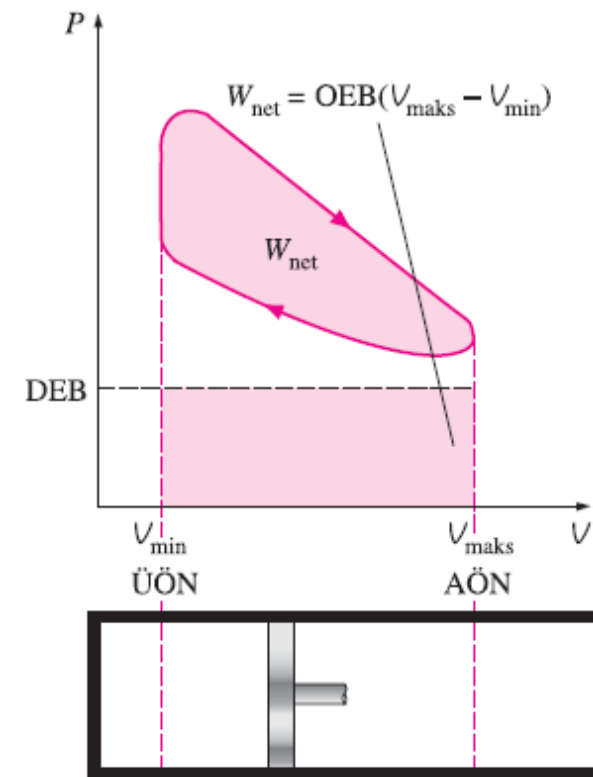
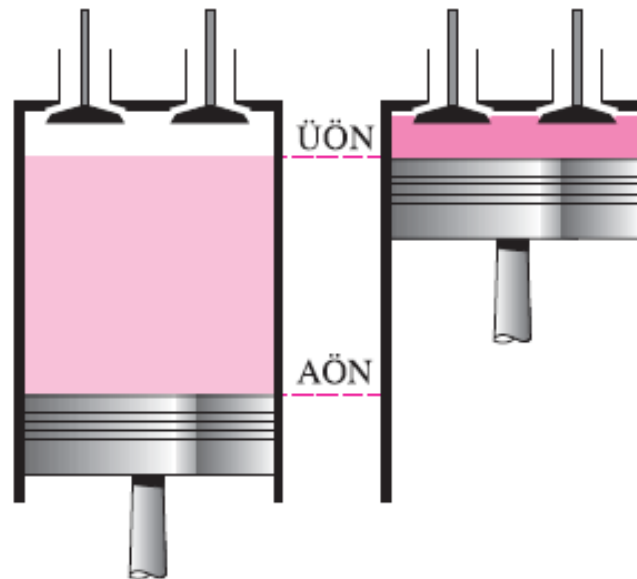
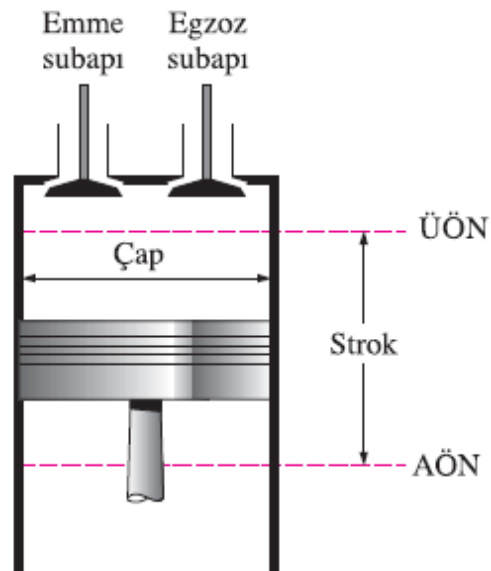
Sıkıştırma oranı

$$r = \frac{V_{\text{maks}}}{V_{\text{min}}} = \frac{V_{\text{AÖN}}}{V_{\text{ÜÖN}}}$$

Ortalama Efektif Basınç

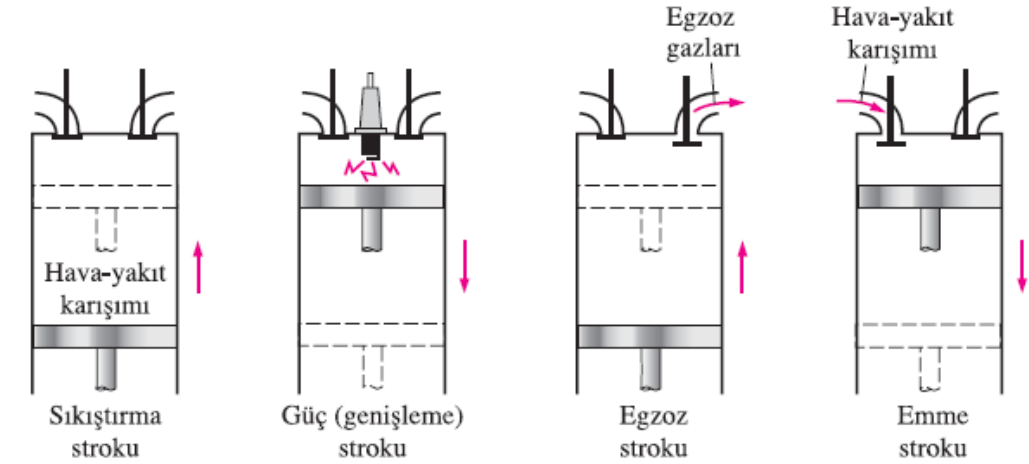
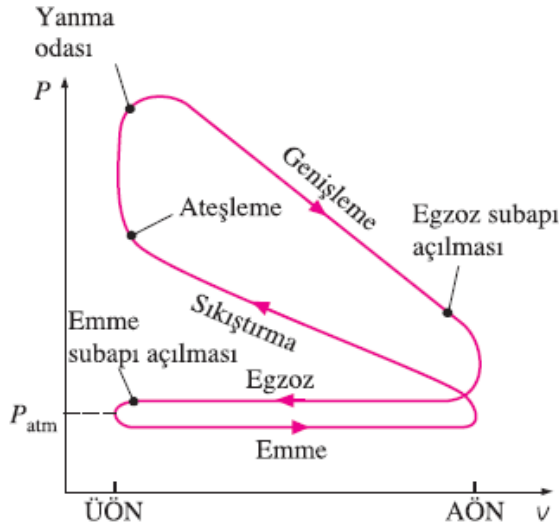
$$W_{\text{net}} = \text{OEB} \times \text{Piston tablası alanı} \times \text{Strok uzunluğu} = \text{OEB} \times \text{Strok hacmi}$$
$$\text{OEB} = \frac{W_{\text{net}}}{V_{\text{maks}} - V_{\text{min}}} = \frac{w_{\text{net}}}{V_{\text{maks}} - V_{\text{min}}} \quad (\text{kPa})$$

Buji-ateşlemeli (SI) motorlar Sıkıştırılmalı ateşlemeli (CI) motorlar

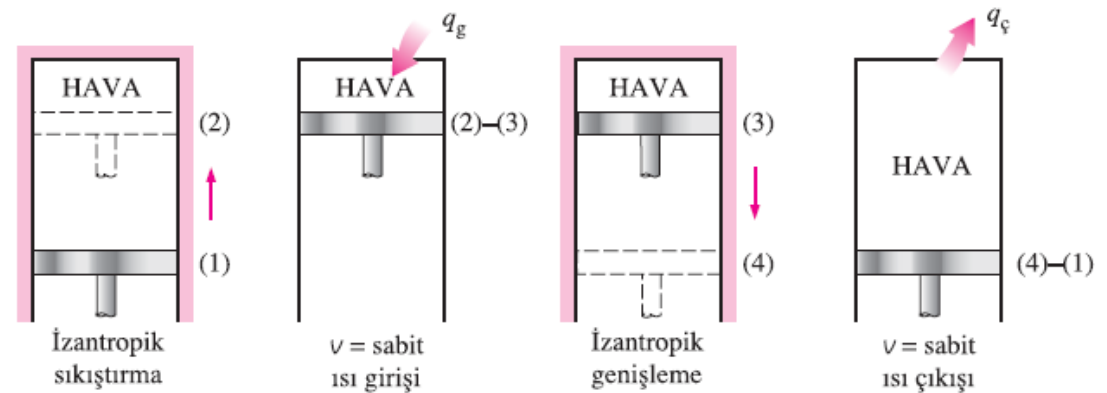
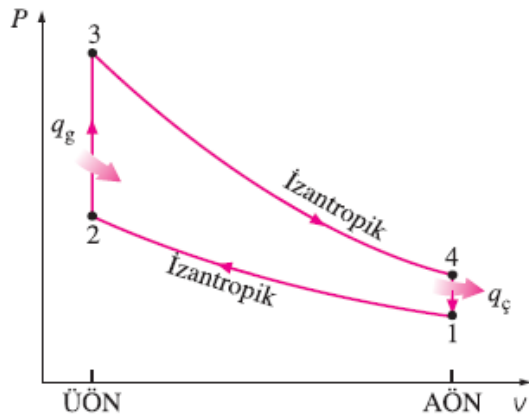


Motorlar İçin Şekiller

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

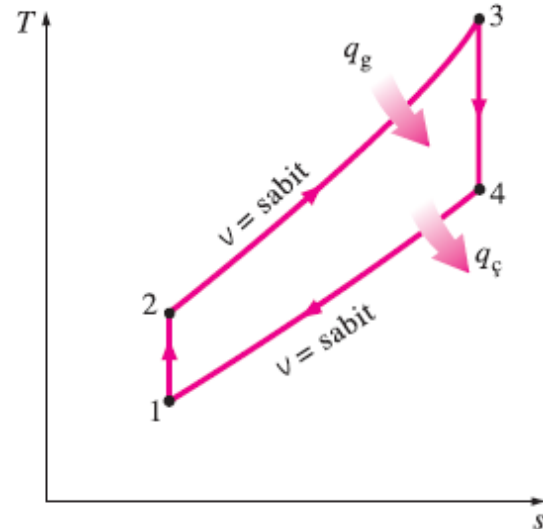
Dört zamanlı çevrim

1 çevrim = 4 strok = 2 devir

İki zamanlı çevrim

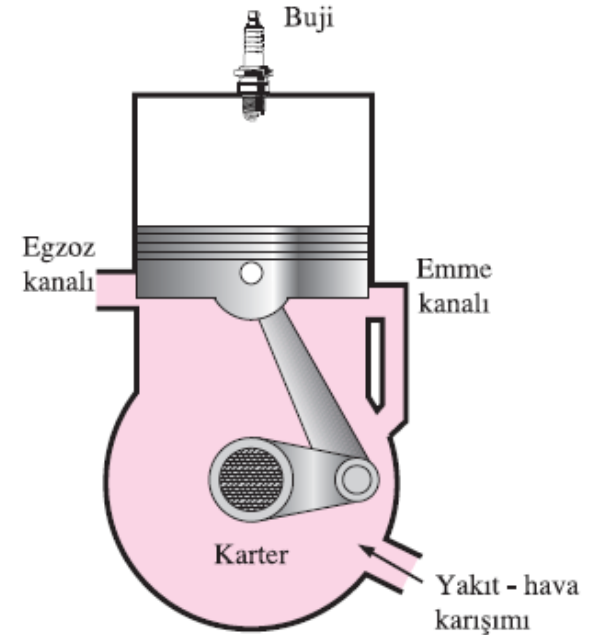
1 çevrim = 2 strok = 1 devir

- 1-2 İzentropik sıkıştırma
- 2-3 Sabit hacimde çevrime ısı girişi
- 3-4 İzentropik genişleme
- 4-1 Sabit hacimde çevrimden ısı çıkışı

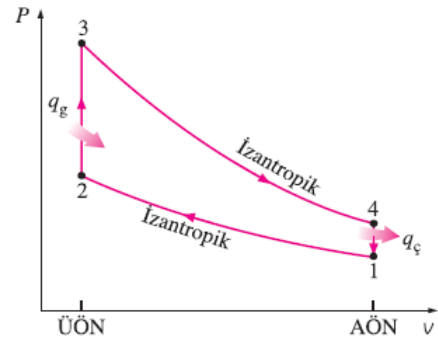


İdeal
Otto
çevriminin
T-s
diyagramı

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.



$$(q_g - q_ç) + (w_g - w_ç) = \Delta u$$

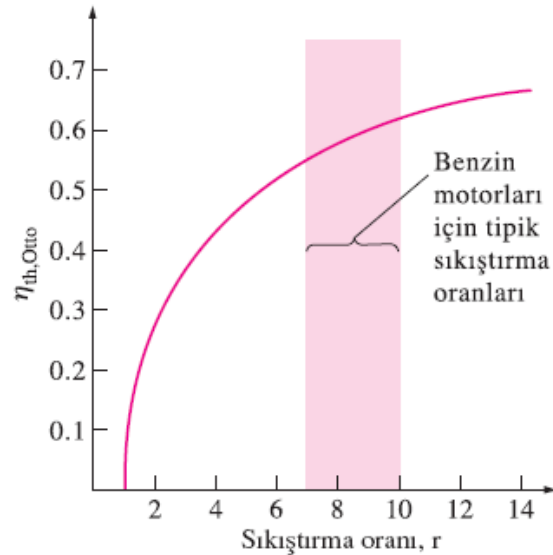
$$q_g = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2)$$

$$q_ç = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{th,Otto} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

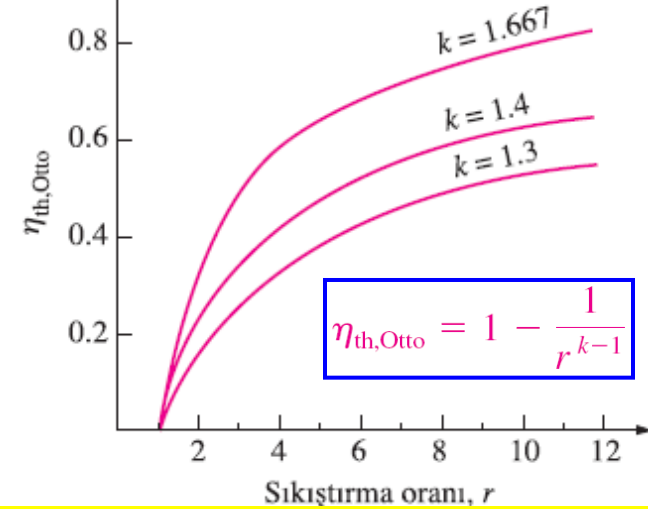
$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2}$$



SI motorlarında sıkıştırma oranı, kendiliğinden tutuşma ve motor vuruntusu nedeniyle sınırlandırılır.

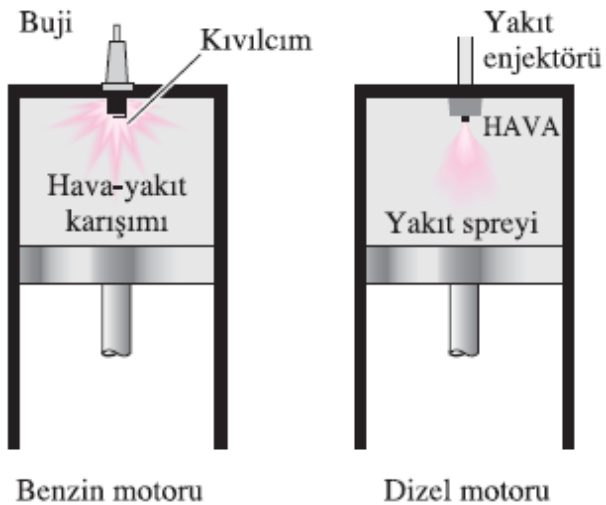
İş akışkanının özgül ısılarının oranı k büyüdükçe ideal Otto çevriminin ısı verimi artar.



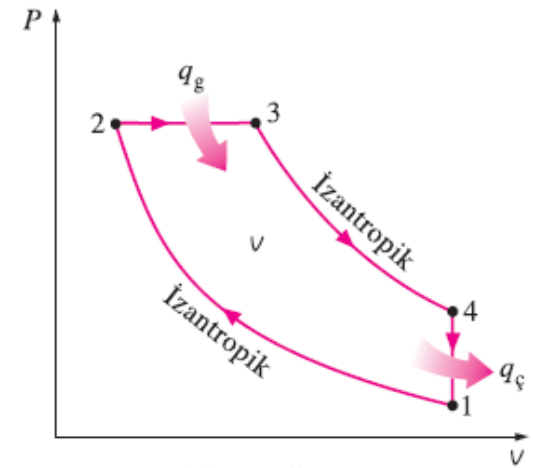
İdeal Otto çevriminin ısı veriminin sıkıştırma oranıyla değişimi ($k = 1.4$).

DİSEL ÇEVİRİMİ: SIKIŞTIRMA-ATEŞLEMELİ MOTORLARIN İDEAL ÇEVİRİMİ

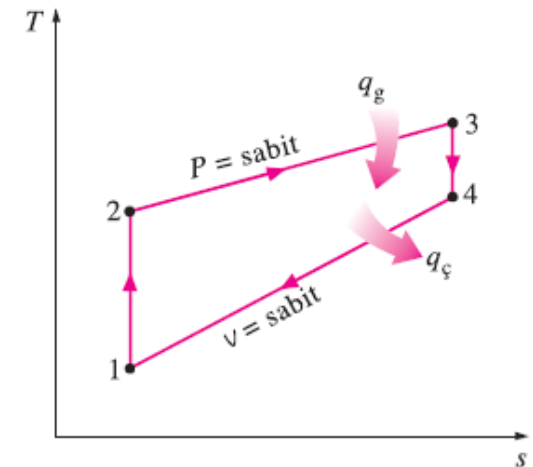
Diesel motorlarında , sıkıştırma stroku süresince yalnızca hava sıkıştırıldığından, kendiliğinden tutuşma olasılığı yoktur. Bu yüzden diesel motorları, çok daha yüksek sıkıştırma oranlarında (tipik olarak 12 ile 24 aralığında) çalışacak şekilde tasarlanırlar.



- **1-2** İzantropik sıkıştırma
- **2-3** Sabit basınçta ısı geçişi
- **3-4** İzantropik genişleme
- **4-1** Sabit hacimde ısı atılması

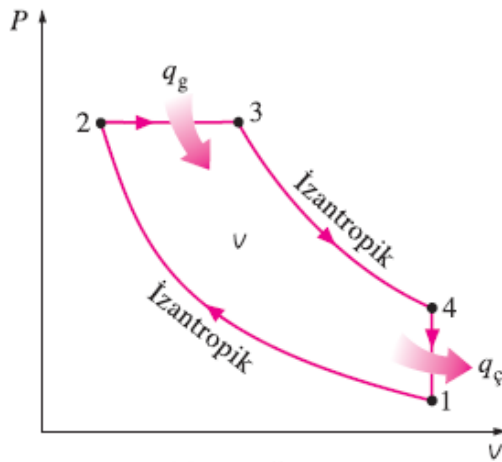


(a) P - v diyagramı

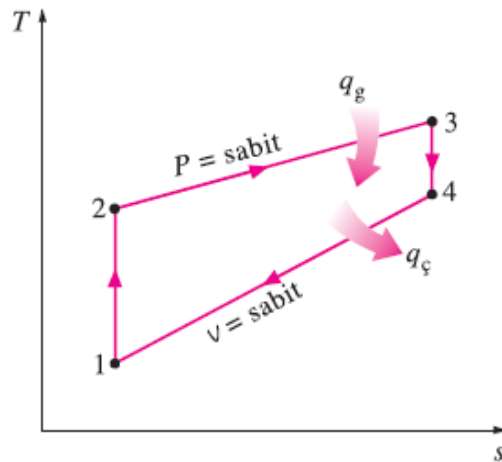


(b) T - s diyagramı

Diesel motorlarında bujinin yerini yakıt enjektörü almış olup, sıkıştırma stroku süresince yalnızca hava sıkıştırılır.



(a) P- v diyagramı



(b) T-s diyagramı

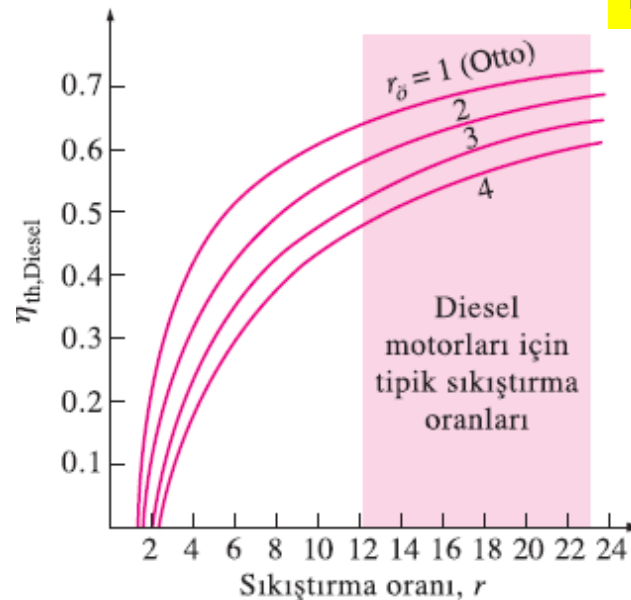
$$q_g - w_{b,\zeta} = u_3 - u_2 \rightarrow q_g = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$-q_{\zeta} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{\zeta} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

$$\eta_{th,Diesel} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_{\zeta}}{q_g} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Kesme oranı

$$r_{\delta} = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2}$$



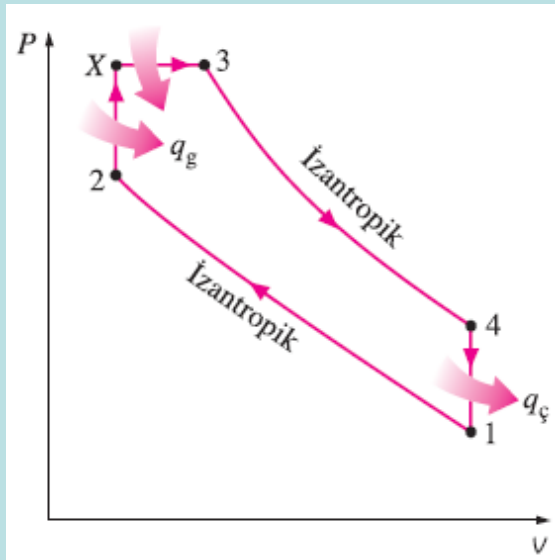
$$\eta_{th,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right]$$

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.

STIRLING VE ERICSSON ÇEVİRİMLERİ

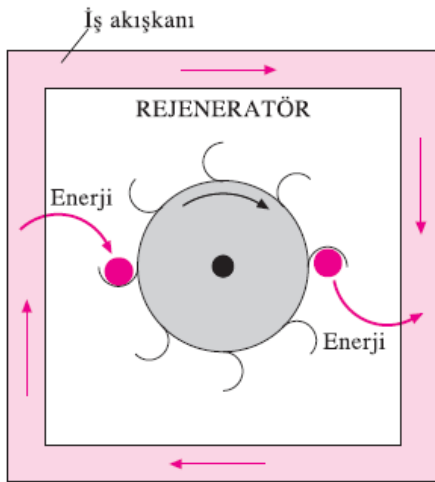
Stirling çevrimi

1-2 $T = \text{sabit}$, genişleme (dış kaynaktan sisteme ısı girişi)

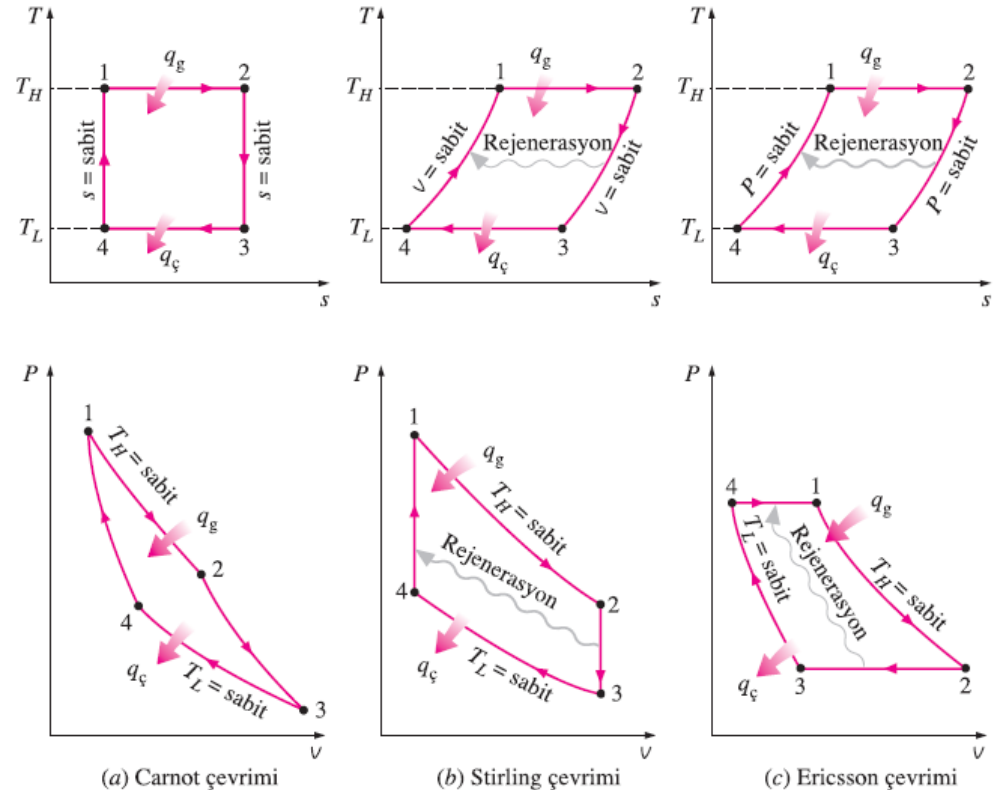
2-3 $v = \text{sabit}$, rejenerasyon (iş akışkanından rejeneratöre sistem içi ısı geçişi)

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)

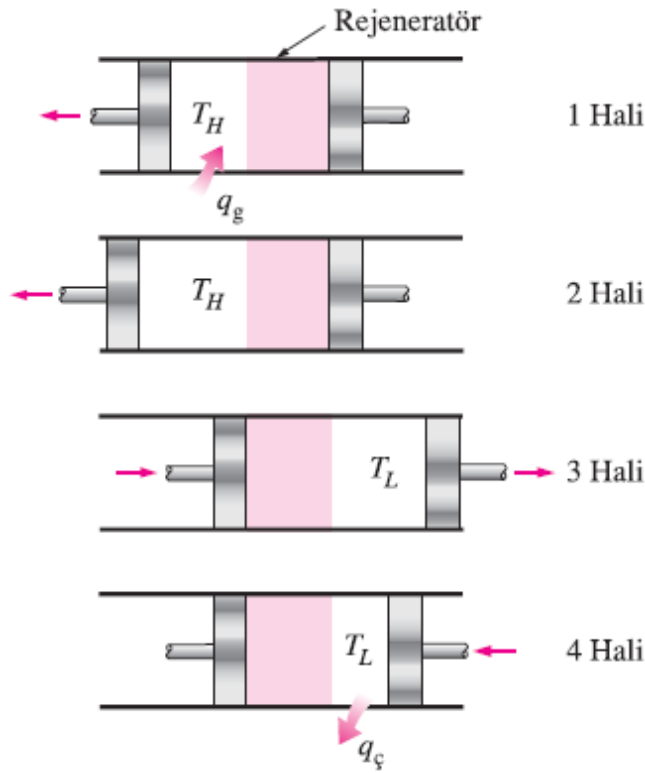


Rejeneratör, iş akışkanından çevrimin bir bölümünde enerji alıp, diğer bir bölümünde bu enerjiyi iş akışkanına (faizsiz olarak) tekrar geri veren bir ısı değiştiricisidir.



Stirling ve Ericsson çevrimlerinin verdiği mesaj şudur :

Rejenerasyon verimliliği artırabilir.

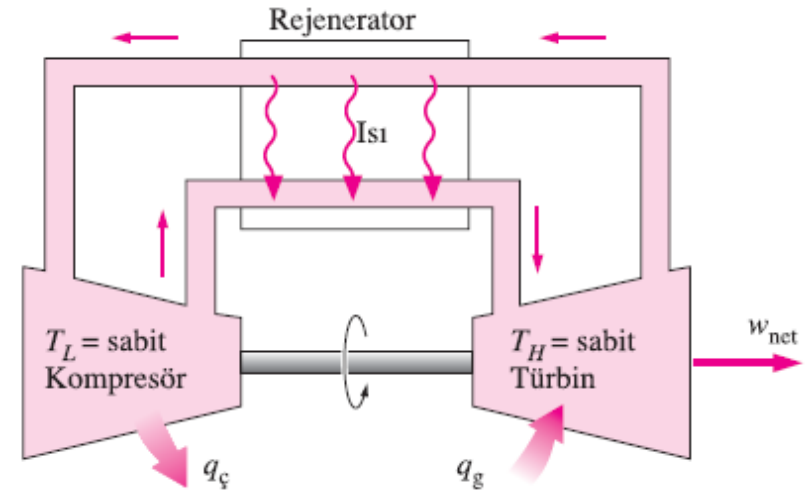


Stirling çevriminin işleyişi.

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.

BRAYTON ÇEVİRİMİ: GAZ TÜRBLERİ İÇİN İDEAL ÇEVİRİM

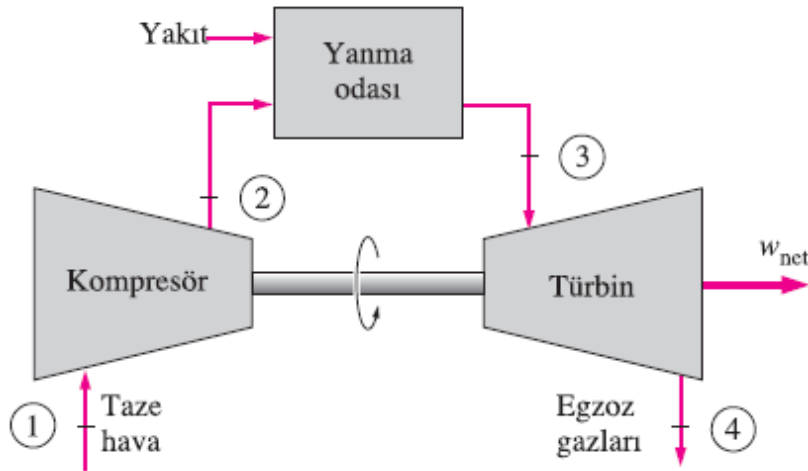
Yanma işleminin yerini sabit basınçta bir dış kaynaktan ısı girişi, egzoz işleminin yerini de sabit basınçta çevre havaya ısı atılması işlemi alır. İş akışkanının kapalı bir çevrimde dolaştığı bu ideal çevrime **Brayton** çevrimi denir ve aşağıda sıralanan dört içten tersinir hal değişiminden oluşur:

1-2 İzantropik sıkıştırma (bir kompresörde)

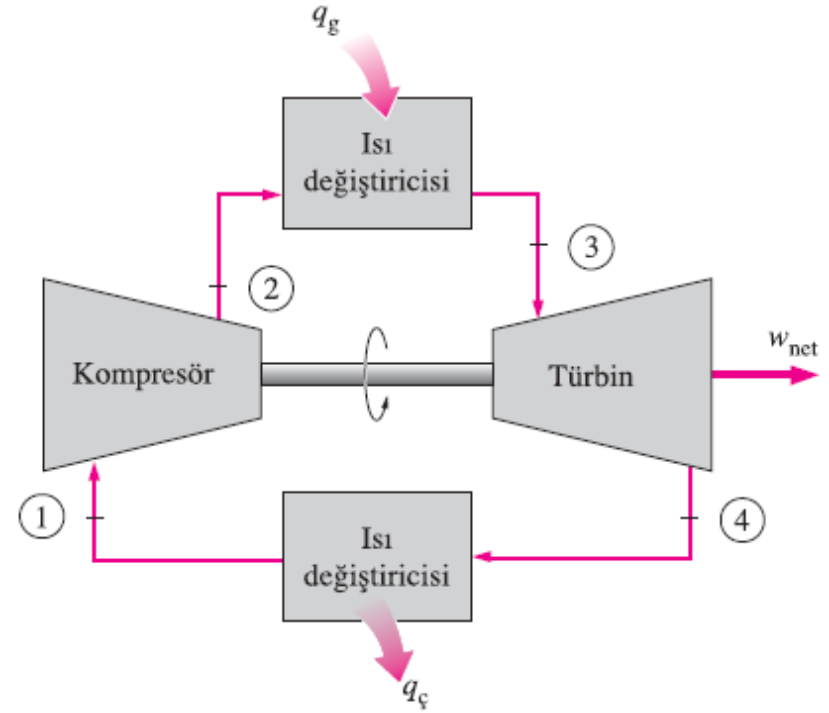
2-3 Sabit basınçta ısı girişi

3-4 İzantropik genişleme (bir türbinde)

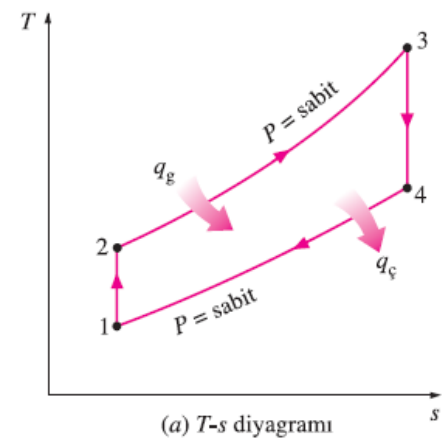
4-1 Sabit basınçta ısı çıkışı



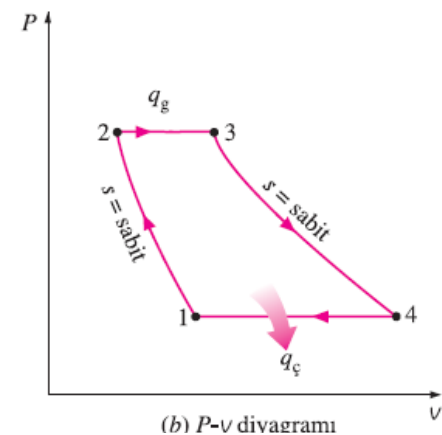
Açık çevrime göre çalışan bir gaz türbini.



Kapalı çevrime göre çalışan bir gaz türbini.



(a) T-s diyagramı



(b) P-v diyagramı

Basınç oranı

$$r_p = \frac{P_2}{P_1}$$

$$(q_g - q_ç) + w_g - w_ç = h_ç - h_g$$

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_ç}{q_g} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

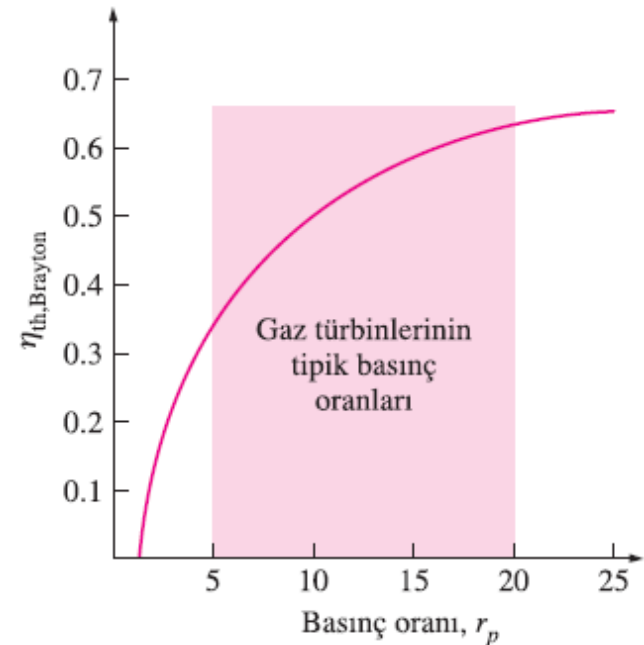
$$q_g = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$q_ç = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

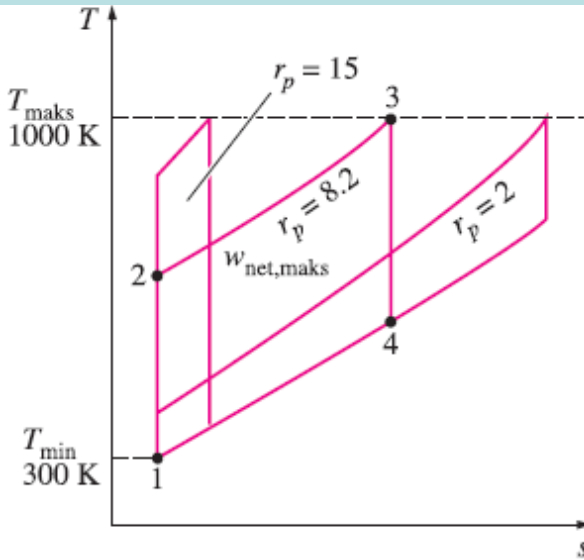
$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

İdeal Brayton
çevriminin ısı
veriminin basınç
oranına göre
değişimi.



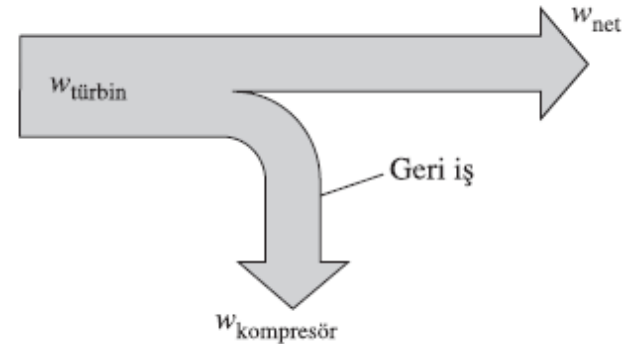
İdeal Brayton çevriminin
T-s ve P-v diyagramları.

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_{maks} için Brayton çevriminin net işi artan basınç oranıyla önce artar, $r_p = [(T_{maks}/T_{min})^k / 2(k-1)]$, 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

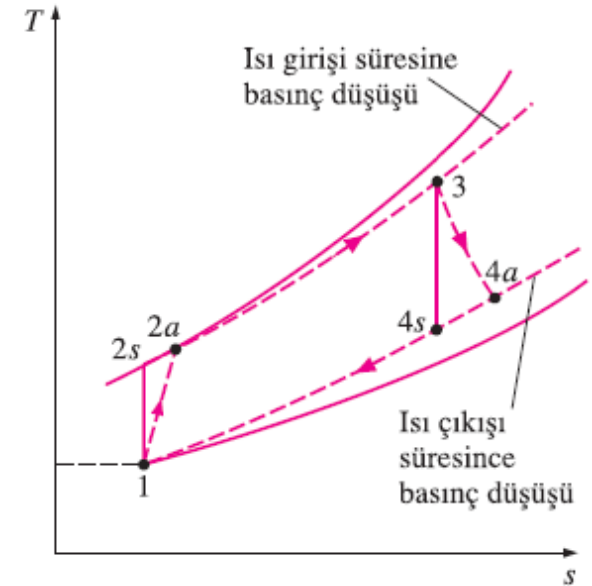
1. Türbin giriş (veya yanma) sıcaklığının artırılması:
2. Turbomakinelerin verimlerinin artırılması:
3. Temel çevrimde bazı değişikliklerin yapılması:

Gerçek Gaz Türbini Çevriminin İdeal Çevrimden Farklılığı

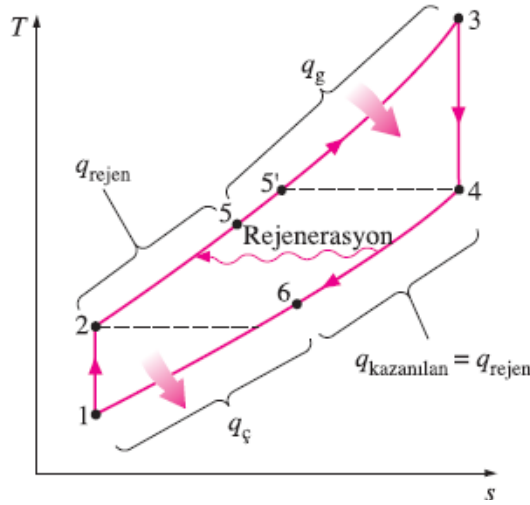
Sebepleri: Türbin ve kompresörlerdeki tersinmezlikler, basınç düşüşleri, ısı kayıpları.

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.



Rejenerasyonlu bir Brayton çevriminin T-s diyagramı.

Isıl verimi, basınç oranı yanında çevrimin en düşük sıcaklığının en yüksek sıcaklığına oranına da bağlıdır.

Rejenerasyon en düşük basınç oranlarında ve en düşük sıcaklığın en yüksek sıcaklığa oranlarının en küçük olduğu durumlarda çok etkilidir.

$$q_{\text{rejen,gerçek}} = h_5 - h_2$$

$$q_{\text{rejen,maks}} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2$$

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

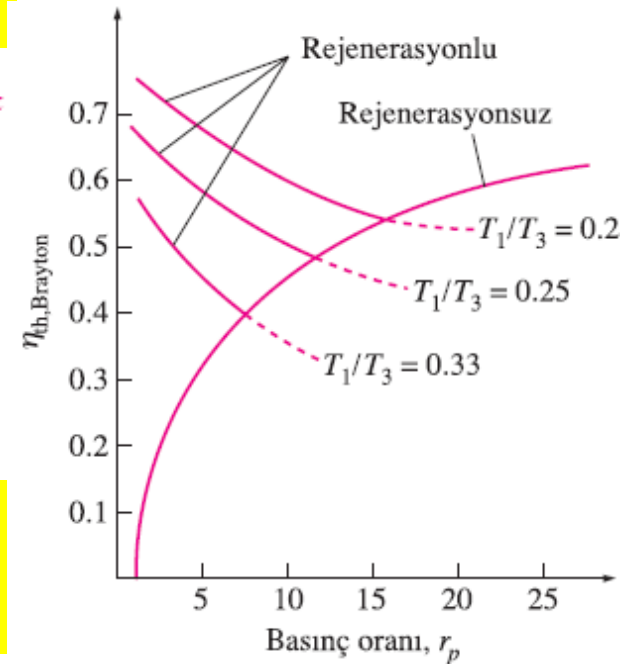
$$\epsilon \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

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?

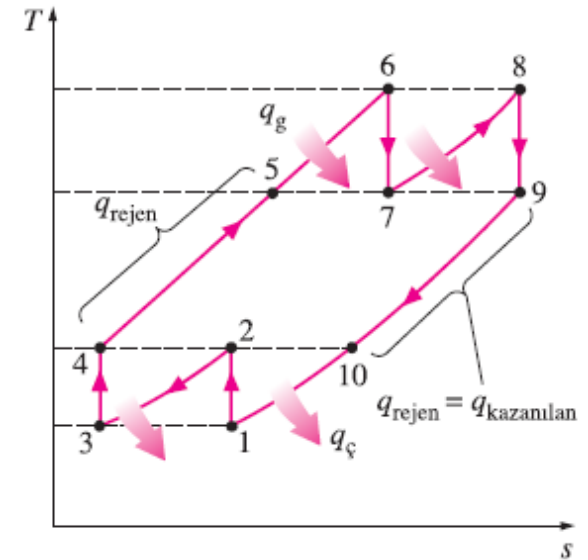
Rejenerasyonlu ve rejenerasyonsuz ideal Brayton çevrimi ısı verimi



ARA SOĞUTMALI, ARA ISITMALI VE REJENERATÖRLÜ BRAYTON ÇEVİRİMİ

Kompresöre giren işin azaltılması ve türbinden elde edilen işin maksimuma çıkarmak için:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{ve} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9}$$

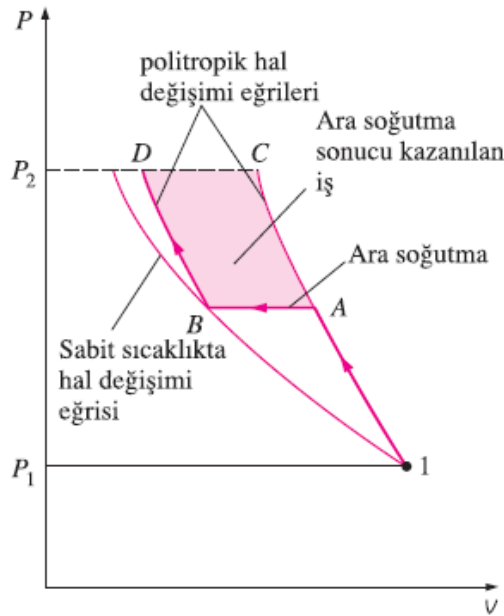


Ara soğutmalı iki kademeli sıkıştırma, ara ısıtmalı iki kademeli genişleme ve rejeneratöre sahip bir gaz türbini. .

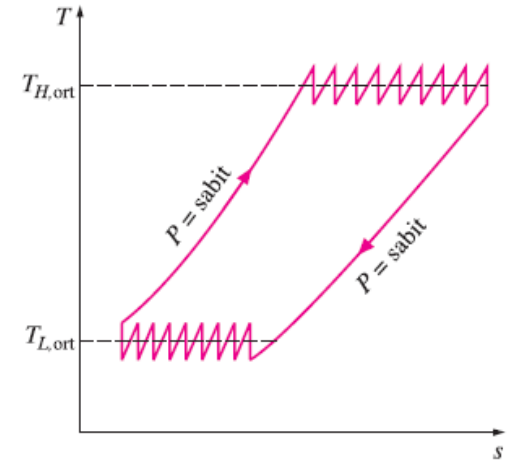
Ara soğutmalı çok kademeli sıkıştırma : Belirli iki basınç değeri arasında bir gazın sıkıştırılması için gereken işin, sıkıştırma işleminin kademeli olarak yapılması ve bu kademeler arasında gaza soğutma uygulanmasıyla yani, *ara soğutmalı çok kademeli sıkıştırma* yapılmasıyla azaltılabilir.

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.

İDEAL TEPKİLİ ÇEVİRİMLER

Hafif ve küçük olduklarından ve güç/ağırlık oranları yüksek olduğundan, gaz türbinleri uçaklarda yaygın olarak kullanılmaktadır.

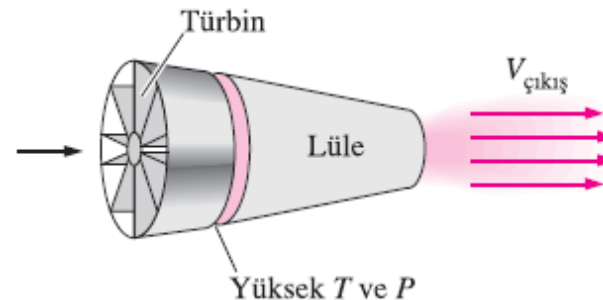
Uçaklarda kullanılan gaz türbinleri, tepkili çevrim adıyla bilinen açık bir çevrime göre çalışırlar.

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.

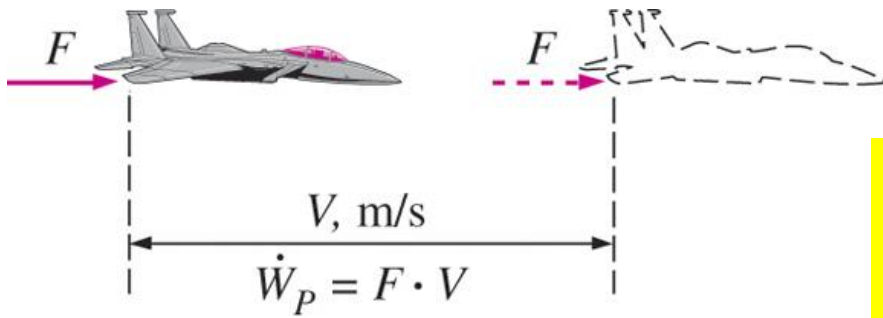


İtme(itici güç)

$$F = (\dot{m}V)_{\text{çıkış}} - (\dot{m}V)_{\text{giriş}} = \dot{m} (V_{\text{çıkış}} - V_{\text{giriş}}) \quad (\text{N})$$

İtici güç

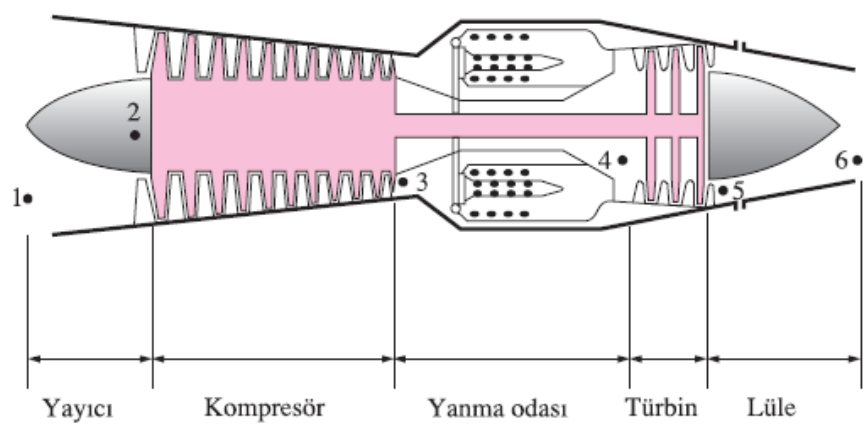
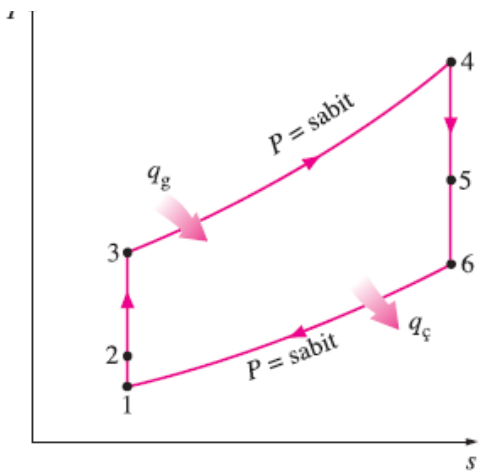
$$\dot{W}_P = FV_{\text{uçak}} = \dot{m} (V_{\text{çıkış}} - V_{\text{giriş}}) V_{\text{uçak}} \quad (\text{kW})$$



Tepki verimi

$$\eta_P = \frac{\text{Tepki gücü}}{\text{Sağlanan ısı gücü}} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{Q}_g}$$

Tepki gücü, birim zamanda bir mesafe boyunca uçağa etki eden kuvvettir.



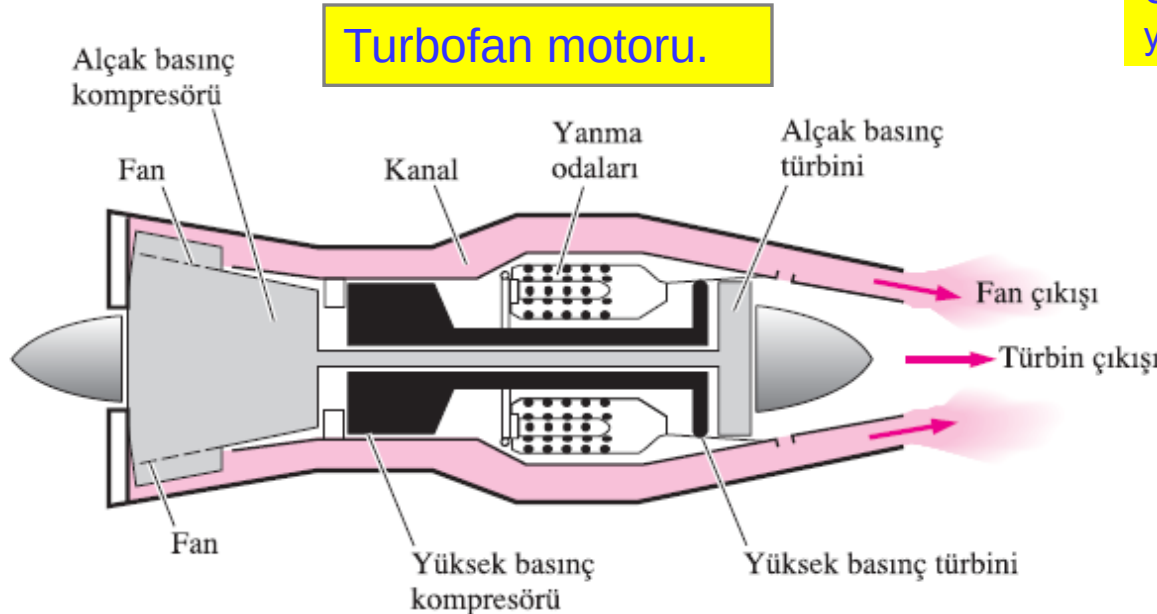
Bir tepkili motorun başlıca bölümleri ve ideal tepkili çevrimin T-s diyagramı.

Tepkili Motorlardaki Gelişmeler

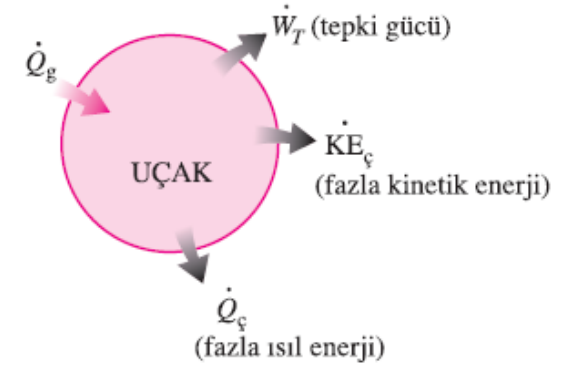
Birinci kuşak uçaklar, otomobil motorlarına çok benzeyen motorlarla çalışan pervaneli uçaklardı.

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.

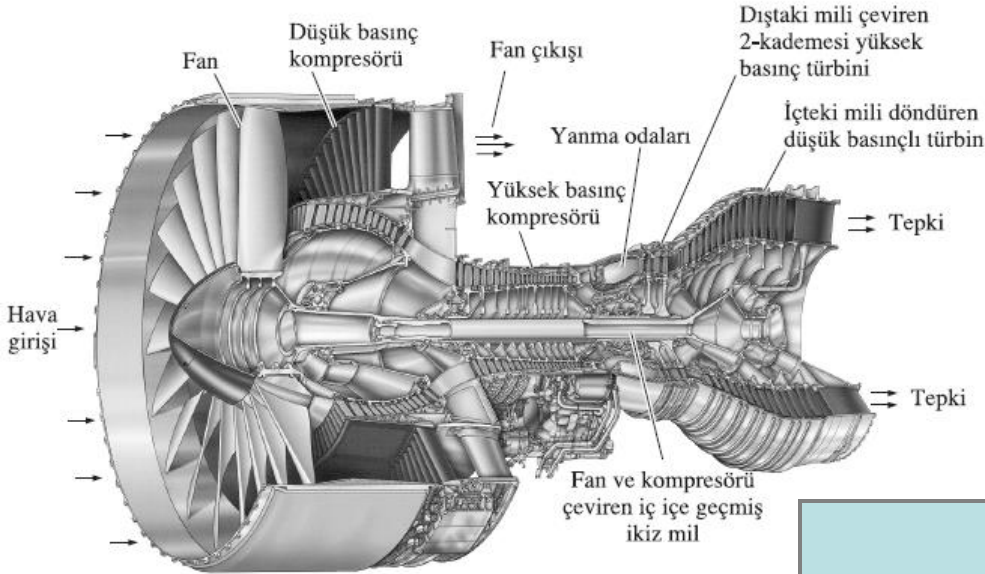


Turbofan motoru.



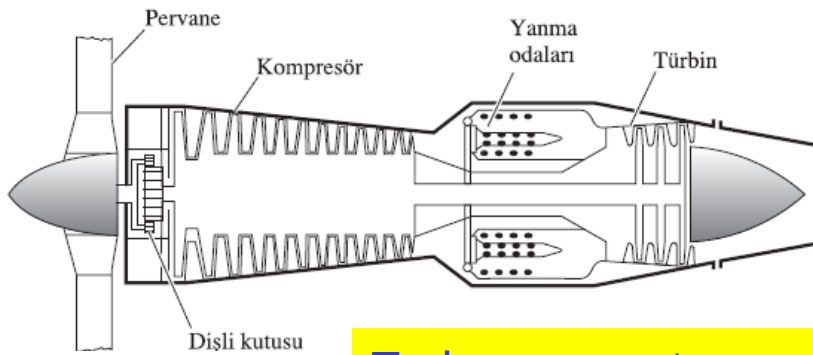
Uçağa sağlanan enerji (yakıtın yakılmasıyla) değişik biçimlere dönüşür.

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 ısıl 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.

YARARLANILAN KAYNAKLAR:

“Thermodynamics: An Engineering Approach”, 9th Edition, Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, Mehmet Kanoglu, McGraw-Hill Education, 2019.

“Termodinamiğin Temelleri”, SI Basım, Claus Borgnakke, Richard E. Sonntag, Sekizinci Baskıdan Çeviri, (Hüseyin Günerhan, çeviri editörü yardımcıları arasında yer almaktadır), Palme Yayıncılık, 2018, Ankara.

“Principles of Engineering Thermodynamics”, SI Edition, John R. Reisel, Cengage Learning, 2016.

“Termodinamik-Mühendislik Yaklaşımıyla”, Yedinci Baskıdan Çeviri, (Hüseyin Günerhan, editör yardımcıları arasında yer almaktadır), Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, Palme Yayıncılık, 2015.

“Engineering Thermodynamics”, 8th Edition, Michael J. Moran, Howard N. Shapiro, John Wiley, 2014.

<https://www.huseyingunerhan.com/termo2/termo2.html> sayfasında verilen “Termodinamik II” dersine ait tüm ders notlarının bazı bölümleri yukarıda verilen kitaplardan ve/veya ilgili sunumlarından yararlanılarak veya ilham alınarak hazırlanmıştır.

“Termodinamik II” derslerine ait bilgi notları; Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı Başkanı Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN tarafından çeşitli kaynaklardan da yararlanılarak ve emek ve zaman harcanarak hazırlanmış özgün bir eserdir. İzin alınmadan çoğaltılması ve kullanılması telif hakları gereği yasaktır.

(Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu, Kanun Numarası: 5846, Kabul Tarihi: 5/12/1951, Yayımlandığı Resmi Gazete: 13/12/1951 Sayı: 7981, Yayımlandığı Düstur: Tertip 3 Cilt 33 Sayfa 49).