

+

SÜPAP KESİTİNDEKİ ARTIŞIN MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Osman İPEK

T317/1-1

Anabilim Dalı : MAKİNA

Programı : ISI-PROSES TEKNİĞİ

TEMMUZ - 1988

ÖNSÖZ

Motor performansını arttırmak için pratikte çeşitli uygulamalar yapılmaktadır. Her uygulamanın mutlaka, sağladığı avantajlar vardır.

Motorlarda şarjı arttırmak, performans değerlerini arttıracak için, şarj kesitini mümkün mertebe arttırmak gerekmektedir.

Süper şarj uygulaması, şarjı arttırmak için yapılan çalışmalar-
dan biridir. Süpap kesiti veya süpap adedindeki artışta motor şartla-
rını iyileştirerek performansı arttıracak için çalışmamı bu hususta
yaptım. Bu çalışmayla, iyileştirme çalışmalarına yeni bir katkı sağla-
mayı amaçladım.

Çalışmalarımda ilgi ve yardımlarını gördüğüm hocam Yrd.Doç.Dr.
Mustafa BAYHAN'a ve emeği geçen herkese teşekkürlerimi sunarım.

SEMBOLLER.....	IV
ÖZET.....	V
SUMMARY.....	V
GİRİŞ.....	1
1. Motor Performansında Etkili Büyüklükler Hakkında	
Ön Bilgiler.....	3
1.1 Emme süpabından geçen gazın hızı.....	3
1.2 Emme sonu basıncı.....	4
1.3 Şarj verimi.....	4
1.4 Artık gazların katsayısı.....	5
1.5 Emme sonundaki sıcaklık.....	5
1.6 Sıkıştırma sonundaki basınç.....	6
1.7 Sıkıştırma sonundaki sıcaklık.....	6
1.8 Yanma sonundaki sıcaklık.....	7
1.9 Maksimum Basınç.....	8
1.10 Genişleme stroku sonundaki basınç.....	9
1.11 Genişleme sonu sıcaklığı.....	9
1.12 Ortalama teorik indike basınç.....	9
1.13 Motorun iç gücü.....	10
1.14 Özgül yakıt sarfiyatı.....	11
1.15 Yakıt sarfiyatı.....	12
1.16 İç verim.....	12
1.17 Efektif verim.....	13
2. Süper Star Dizel Motorla İlgili Hesaplar.....	14
3. Deneysel Sonuçlar.....	29
4. Mukayese.....	30
5. Yorum.....	32
6. Şekiller.....	33
7. Kaynaklar.....	51
8. Ekler.....	52
9. Özgeçmiş.....	106

SEMBOLLER

f	:	Süpap Kesiti	cm ²
C	:	Hız	m/sn
F	:	Piston Kesiti	cm ²
P	:	Basınç	bar
η	:	Verim	
T	:	Sıcaklık	°K
γ	:	Artgazların Katsayısı	
α_i	:	Toplam ısı iletim katsayısı	kJ/kg°K
L_h	:	Hava miktarı	mol/kg
β	:	Mol değişim oranı	
ρ	:	Ön genişleme oranı	
W	:	İş	kJ/kg
N	:	Güç	kw
b	:	Özgöl yakıt sarfiyatı	kg/kw.h
w	:	Açısal hız	rd/sn
R	:	Gaz sabiti	kJ/kg°K
m	:	Kütle	kg
d_e	:	Seyreltme katsayısı	
Q	:	Isı	kcal/kg
ρ	:	Ön genişleme oranı	
m_L	:	Mili litre	
R	:	İdeal gaz sabiti	kcal/kg
x_i	:	Mol oranı	

ÖZET

Motorlarda motor şartlarını ve performansı arttırmak için süpâp kesiti ve süpâp adedindeki artışın etkisi incelenmiştir.

Şarj kesiti sırasıyla % 32.23 ve % 100 arttırılarak deneysel ve teorik çalışmalar yapılmıştır, bu sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Sonuçlar üzerinde gerekli değerlendirmeler yapılarak ekonomiklik durumu incelenmiştir.

SUMMARY

In this Study, in engines, the effect of increasment of number and section of valve was investigted in order to increase engines performance.

Experimental and theoretical stadies were made by encreasing charge sections which are 32.23 % and 100 % respetivly. Their results were compared each other.

In conclision, Ecenomical cases were investigated by evaluating their results.

GİRİŞ

4 stroklu motorların, emme ve egzost süaplarının dizaynı ve şarj kesitini arttırmak suretiyle, motor performansında iyileştirme amaçlanmıştır.

Süapların çeşitli dizayn usulleri mevcuttur. Bu çalışmada, asıl amaç şarj kesitini arttırmak olduğundan, sadece üstten emme ekzost durumu üzerinde durulmaktadır.

Yüksek hızlı, içten yanmalı motorlarda, süap ve manifoldlardaki gazın akış direncinin arttığı görülmüştür. Motor dönme hızına paralel olarak şarj verimi ve ortalama, efektif basıncın azalması sebebiyle motor performansı belirli ölçüde düşmektedir. Bu dezavantajları nisbeten azaltmak için şarj kesitinin arttırılması yöntemi üzerinde deneysel ve teorik çalışmalar yapılmıştır.

Yüksek hızda şarj verimindeki azalmaya gaz hızındaki artmanın neden olduğu gözlemlendiğinden, akış hızının mümkün mertebe azaltılması gerekmektedir. Her defasında, süapların kesiti ve bu kesitteki dirençlerden dolayı giriş ve çıkış basıncı değişmektedir.

Süaplardaki gaz hızı, akış şartları dikkate alındığında görülecektir ki, süapın ketisiyle ters orantılıdır. Yüksek şarj debisi için büyük süap alanlarına gerek duyulur. Silindir kapağında hem emme, hem ekzost süapı için daha büyük alanı temin etmek için, Hamabe ve Nagao tarafından önerilen 1.65 ve 2 arasında değişen emme ve ekzost süapı alan oranına bağlı olarak, emme süapı çapı arttırılmıştır. Bu artış emme süapından emme periyodunda daha fazla taze dolgunun silindir içine akmasını sağlamak için yapılmaktadır. Hiç bir konstrüksiyonda emme ve ekzost kesitlerinin, tam olarak açılmayacağı ve ayrıca akış halindeki gazlar kinetik enerjiye sahip olduklarından, süap açma ve kapama zamanlarının pistonun Ü.Ö.N dan önce ve sonra olması gerekmektedir. (Şekil-1)

Süap boyutlarının tesbitinde kesitin tamamının ön görülen akış miktarını karşılayacak şekilde olmasına dikkat edilmelidir. Köşe noktalarında meydana gelen çözülmelerden dolayı, gerçekte daha dar bir alan meydana gelir. Süapın gerçek akış kesiti f_s , teorik olarak bulunan f_v kesitine göre daha küçüktür. Bu iki kesit değerinin oranına akış katsayısı denilmektedir.

Süap kursunun küçük olduğu durumda, akış katsayısı yaklaşık olarak 1 dir. Kurs boyu arttıkça, akış katsayısı azalarak 0.6 ya düştüğü görülmektedir.

Süapaplardan geçen gazın debisini arttırmak için süpap çapını arttırmanın yanısıra, mukavemet şartları dikkate alınarak süpap adede arttırılmış ve motor performansına etkisi incelenmiştir.

1. Motor Performansında Etkili Büyüklükler Hakkında Ön Bilgiler

1.1 Emme Süpabından Geçen Gazın Hızı

Emme süpabından geçen gaz hızı, piston kesitiyle süpap kesiti arasında süreklilik bağıntısı yardımıyla belirlenebilir.

(Şekil 2) ye bakarak yapılan teorik hesaplardan, d_{vi} oturma çapındaki bir emme süpabı şarj kesiti için,

$$f_v = \pi x h \cos(\alpha/2) \left[d_{vi} + \frac{h}{2} \sin(\alpha/2) \right] \quad (1.1)$$

bağıntısı elde edilir. Bu ifadede h ; süpap stroku, α ; süpap açısıdır.

Yukarıdaki ifadede, köşeli parantez içerisindeki ikinci terim, keskin köşelerde meydana gelecek çözülme ve türbülans olayına karşılık geldiği için, pratikte formülden çıkarılır. Böylece gerçeğe en yakın şarj kesiti;

$$f_s = \pi h \cos(\alpha/2) d_{vi} \quad (1.2)$$

şeklindedir.

n devirle dönen bir motorun ortalama piston hızı,

$$C_m = \frac{H \times n}{30} \quad (1.3)$$

dur.

Maksimum piston hızı;

$$C_{max} = \frac{\pi}{2} C_m \quad (1.4)$$

Süpaptan geçen gazın maksimum hızı, süpap kesiti (şarj kesiti), pistonun maksimum hızı ve piston kesitinin fonksiyonudur. Pistonun kesiti F ise,

$$C_{vmax} = C_{max} \frac{F}{f_s} \quad (1.5)$$

dir.

Bu eşitliğe bakıldığında, süpaptan geçen gazın hızının, süpap kesitiyle ters orantılı olarak değiştiği görülmektedir. Süpaptan geçen gazın hızı arttıkça, şarj verimi ve efektif basınç düşmektedir. Dolayısıyla güç azalması ve performans düşmesi söz konusudur. Buna mani olmak için f_s nin arttırılması gerekmektedir. f_s nin arttırılması ise, süpap çapının büyütülmesi veya adedinin arttırılmasıyla mümkündür. Süpap st-roku h in arttırılması, akış katsayısını düşüreceğinden pratik avantajının olmadığını deneyler göstermiştir.

1.2 Emme Sonu Basıncı

Süpaptan geçen gazın hızına bağlı olarak emme sonu basıncı değişir. Bu basıncı süpaptan geçen gazın hızına bağlı olarak, Zeuner'e göre bar cinsinden;

$$P_a = 0.98 - \frac{C_v^2 v_{max}^2}{83412.78} \quad (1.6)$$

bağıntısıyla belirleyebiliriz. Bu ifadeye bakıldığında, süpaptan geçen gazın hızı arttıkça, emme sonu basıncının azaldığı görülmektedir.

Emme sonundaki basıncı yüksek tutmak şartıyla, silindire ne-kadar fazla hava veya hava yakıt karışımı emilebilirse, motorun per-formansı o nisbette arttırılmış olacaktır. Bunu sağlamak da yine süpap çapı ve süpap adedindeki müsbet değişikle mümkün olmaktadır.

1.3 Şarj Verimi

Süpap kesiti ve adedindeki artıştan asıl amaç, şarj miktarını arttırmaktır. Motorlara uygulanan süperşarjın amacında yine bu gaye içindir.

Belirli bir maliyet ve gerektiğinden fazla güç artışı sağlayan süperşarj sistemi yanında, süpap adedi ve çapındaki değişiklik tercih edilebilir.

Şarj verimi

$$\eta_{ch} = \frac{273}{P_a(\xi-1) T_d} \left[\xi P_a - P_r \right] \quad (1-7)$$

bağıntısından bulunur. Emme sonundaki basıncın artışı şarjı arttıracaktır. Şarj veriminde ekzost gazlarının da belli bir etkisi vardır. Dış ortama ne kadar düşük basınçta boşaltılabilirse o nispette avantaj sağlanmış olur.

Silindire yüksek şarj temin etmek için, hem ekzost hemde emme stroku sonundaki basınç düşmesi küçük olmalıdır. Gaz hızı, sadece basınç farkıyla değil türbülanslarda değişmektedir. Böylece, silindir kafasındaki ekzost ve emme süpabı bağlantıları önemlidir. (Şekil-4) de gösterildiği gibi, süpab, noktali çizgiyle gösterildiği haliyle, daha düzgün bir akış; türbülans oluşumunu azalttığı için, gaz hızında artma olmasına rağmen, akış basıncı sonderece azalır.

1.4 Artık Gazların Katsayısı

Gerçek motorda taze dolgu havası, önceki prosesten kalan, sıkıştırma hacmindeki artık gazlarla karışır. Bu sıcak gazlar dolgu havasına iki şekilde tesir ederler.

a) Sıcak gazlar: hem emme strokunun hacimsel verimini düşürerek, hemde dolgu havasının sıcaklığını arttırarak şarj verimi düşürür.

b) Sıcak gazlar, içerisindeki inert gazların miktarının artmasıyla, taze dolgu havasını seyreltirler ve böylece, ateşleme ve yanmayı kötüleştirirler. (Şekil-6). artgazların etkisini açıklamaktadır.

Artık gazları katsayısı:

$$\gamma = \frac{273 P_r}{(\epsilon-1) T_r \eta_{ch} P_d} \quad (1.8)$$

bağıntısıyla verilmektedir. Bağıntıya bakıldığında şarj veriminin artışı, artgazların oranını düşürdüğü görülmektedir. Ekzost süpabına bağlı olarak P_r azaltılırsa yine artgazların oranı düşecektir.

1.5 Emme Sonundaki Sıcaklık

Emme sonundaki sıcaklık, (Şekil-5) e bakarak,

$$T_a = \frac{T_d + \Delta T_w + \gamma T_r}{1 + \gamma} \quad (1-9)$$

ifadesiyle verilir. Emme sonundaki sıcaklık, süpap kesitinin artışıyla düşmektedir. Yanma sonundaki mukavemeti etkileyecek mertebedeki sıcaklık artışı, emme sonundaki sıcaklığın, artık gazların oranı ve sıcaklığına bağlı olarak önlenebilmektedir. Emme sonu sıcaklığındaki anormal artışlar güç ve performans kayıplarına neden olmaktadır.

ΔT_w , taze dolgunun silindire akışı esnasında, sıcak yüzeylerle temas esnasında meydana gelen sıcaklık artışı olup,

$$T_w = \frac{\sum \alpha_i A \cdot t (T_w - T_g)}{C_{pm} n_{ch} + C_{pm2} n_r} \quad (1.10)$$

ifadesinden bulunabilir. C_{pm1} ve n_{ch} , taze dolgunun sabit basınçta molar özgül ısı ve mol sayısıdır. C_{pm2} ve n_r , yanma ürünlerinin sabit basınçta mol özgül ısı ve mol sayısıdır. α_i , ısı iletim katsayısı, A alan, t ise zamandır.

ΔT_r , taze dolgunun, artık gazların etkisiyle sıcaklık artışını gösterir.

1.6 Sıkıştırma Sonundaki Basınç

Sıkıştırma sonundaki basınç emme sonundaki basınca ve sıkıştırma oranına bağlı olarak,

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} \quad (1.11)$$

eşitliğiyle verilir.

1.7 Sıkıştırma Sonundaki Sıcaklık

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad (1.12)$$

Sıkıştırma stroku esnasında ısı değişimi Uniform olmadığından n_1 de sabit değildir. (Şekil-5), C_v ve n in sıcaklık ve basınçla değişimini göstermektedir.

Sıkıştırma başlangıcında, şarjla temas halinde olan silindir yüzeyi büyüktür, ısı halinde transfer edilen sıkıştırma işinin büyük bir kısmı, silindir duvarından soğutma suyuna geçer. Bu nedenle gazın sıcaklığı çok yavaş olarak artar. Tedrici olarak, gazlarla temas halin-

deki silindir yüzeyi azaldığından ve taze dolgu, yüksek sıcaklığa hazır duvarlarla kuşatıldığından, ısı değişimi düşer. Bu taze dolgunun sıcaklığı daha sonra hızla artmaya başlar. Bu sıcaklık, kullanılan yakıt ve silindire emilen hava ve hava-yakıt karışımının basıncına bağlıdır. Basıncın artmasıyla sıcaklık azalır.

Çoğu hesaplarda n_1 , yanma odasına, motor hızına ve sıkıştırma oranına bağlı olan belirli bir ortalama değerde sabit kabul edilir. (Şekil-27)

Pistonun geçtiği yolda ve süpap kanallarındaki sızıntılar sıkıştırma eğrisini düşürür. Böylece diyagramdan hesaplanmış n_1 in değeri düşer. Belirlenmiş aşırı piston sürtünmeside, sıkıştırma eğrisini değiştirir. (Şekil-7). Motordaki ısı bilançosunu göstermektedir.

1.8 Yanma Sonundaki Sıcaklık

Yanma sonundaki sıcaklık, süpüp kesitindeki değişmeden pek etkilenmez. Yanma sonundaki sıcaklık,

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{(B)^2 - 4AC}}{2A} \quad (1.13)$$

ifadesiyle verilir. Burada C,

$$C = (C_v + 8.308) T_c + \frac{H_u}{M_1} \quad (1.14)$$

$C_v = 27.87 + 0.00213 \times T_c$ olarak verilmektedir.

M_1 ; taze dolgunun 1 kg yakıt başına mol miktarı olup,

$$M_1 = (1 + \alpha) L_h \quad (1.15)$$

eşitliğinden bulunur. L_{h_i} gerçe hava miktarı,

$$L_h = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H_2}{4} - \frac{O_2}{32} \right) \quad (1.16)$$

bağıntısıyla belirlenir. (1.13) eşitliğinde β , moleküler değişim oranı olup,

$$\beta = \frac{M_2}{M_1} \quad (1.17)$$

dir.

M_2 , yanma ürünlerinin 1 kg yakıt başına toplam mol miktarı olup,

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \quad (1.18)$$

bağıntılarıyla belirlenir. A, B ise, sabit basınçta molar özgül ısı ifadesinden

$$C_p = 27.87 + \frac{1}{M_2} (M_H \times 0.00213) + (M_{CO_2} \times 0.0111) + (M_{H_2O} \times 0.00887) T_z$$

$$C_p = B + A T_z \quad (1.19)$$

bağıntısından belirlenir.

1.9 Maksimum Basınç

Yanmayı mümkün mertebe sabit hacimde gerçekleştirmek için, ateşleme, piston Ü.Ö.N. ya varmadan oluşmalıdır. Eşit şartlar altında, yanma ısısının işe çevrilmesindeki verim, sabit hacimli yanmadan en büyüktür. (Şekil-26)

Yarabilen karışım yanınca, yavaş yanma ve sıkıştırma dalgası olmak üzere iki olay meydana gelir. Yavaş yanmada, önceden yanmış olan yakıt molekülleri, radyasyon ve kondüksiyonla, bitişik moleküllerin sıcaklığını arttırır ve ateşlenmelerine sebep olur. Gaz moleküllerinin sıcaklıklarındaki artış, bu moleküllerin hızını arttırır. Dolayısıyla aynı noktada basınç artar. Meydana gelen basınç (Şekil-8)e bakarak ve basınç artma oranına bağlı olarak;

$$P_{max} = P_z = P_z = \lambda P_c \quad (1.10)$$

bağıntısından hesaplanır.

Bu noktadaki basınç artışı, ateşlemeyi kolaylaştıran bir genişlemeye nihayet bulur.

Şayet bir sıkıştırma dalgası meydana geliyorsa, alev hızı anormal şekilde artış gösterir. Ani basınç artışı içerideki patlayıcı karışımla birlikte, motorda ciddi problemler meydana getirir.

1.10 Genişleme Stroku Sonundaki Basınç

Genişleme prosesinde, sıkıştırma prosesinde olduğu gibi politropiktir, ısı kaybı sabit değildir.

Genişleme prosesi başlangıcındaki geç ateşleme, genişleme politrop üssünün 1 in altına düşmesine neden olur (Şekil-8).

Tam ve aşırı yüklerde ve genişleme prosesinin sonuna doğru, bu politrop üssü artar.

Genişlemenin başlangıcında,

$$\rho = \frac{\beta T_z}{\lambda T_c} \quad (1.11)$$

oranı mevcuttur. Bu orana ve sıkıştırma oranına bağlı olarak,

$$P_e = P_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} \quad (1.12)$$

eşitliği ile genişleme sonu basıncı belirlenir.

1.11 Genişleme Sonu Sıcaklığı

Yanmış gazların sıcaklığı işe dönüşme ve kayıplar nedeniyle düşer. Piston ve süaplardaki kaçakların n_2 pilotrop üssünü düşürmesi, T_z sıcaklığını, iş elde etmenin yanısıra azaltmaktadır. Bu sıcaklığın, kayıpsız şekilde düşürülmesi, elde edilen işin artması demektir.

Genişleme sonundaki sıcaklık:

$$T_e = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} \quad (1.13)$$

eşitliğiyle verilir.

1.12 Ortalama Teorik İndike Basınç

Bir motorun gücünü belirleyen en önemli faktörlerden biri ortalama indike basınçtır. Motorda üretilen net ısının, strok hacmine oranı olarak ifade edilir. Üretilen net iş için (Şekil-8) e bakarak,

$$W_{net} = W_{z-z} + W_{z-e} - W_{a-c} \quad (1.14)$$

eşitliğiyle belirlenir. Buna göre teorik olarak,

$$P_{mi}' = \frac{P_c}{(\xi - 1)} \left[\left(\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \left(\frac{\rho}{\xi} \right)^{n_2 - 1} \right) + \lambda (\rho - 1) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{n_1 - 1} \right) \right) \right] \quad (1.15)$$

bağıntısıyla hesaplanır.

Hesaplar esnasında ideal veya değişmez kabul edilen şartlardan dolayı P_{mi} gerçekte hesaplanandan daha küçüktür. Braurer ve Tolle grafik metodlarla yapılan belirlemelerde bu fark daha bariz olarak görülebilmektedir. İndikatör diyagramı cihazıyla çizilen diyagramda, prosesi gerçekte intibak ettirmek için, "indikatör diyagramı düzeltme faktörü" diye bir katsayı tanımlanmaktadır. Bu katsayıyı hesaplarımızda, μ olarak gösterdik. Bu faktör, 0.95 ile 0.98 arasında değişmektedir. Teorik olarak hesaplanan iç basınçta, emme ve ekzost basıncı dikkate alınmamaktadır.

Ortalama iç basıncı gerçek veya gerçeğe yakın olarak,

$$P_{mi} = P_{mi}' \mu - (P_r - P_a) \quad (1.16)$$

bağıntısıyla bulabiliriz. Bu eşitliğe bakılınca, süapların motor performansı üzerindeki rolünü daha bariz olarak görmek mümkündür. Artık gazların basıncını, ekzost şartlarını sağlayacak şekilde mümkün olan en küçük değerde tutmak ve emme basıncını yükseltmek ortalama iç basıncı arttıracaktır. İç basınç, silindirdeki basınca ve piston yoluna bağlıdır. Eğride temin edilen düzeltme, elde edilen işin uygunluğu yani artması demektir. (Şekil-1).

1.13 Motorun İç Gücü

Motorun iç gücü; milinden alınmadan önceki gücüdür. Bu güçte mekanik kayıpların etkisi yoktur.

İç basınca bağlı olarak hesaplanan iç güç, yakıtın verdiği ısı ve gerçekleşen kimyasal prosesler sonucu elde edilir.

Genellikle, fiziksel ve kimyasal olayları açıklamak için, basit analitik prosesler, gerçeğe ulaşmak için kolaylık sağlar. Proseslerin hesabında, teorik yakıt artışı dikkate alınmaktadır.

Basınç ve sıcaklık değişimi, ısı akışı için belirlenmiş, termik ve mekanik yüklemeye göre (Şekil-12) de yanmanın başlangıcında

φ_{VB} , yanmanın devamında $\Delta\varphi_v = \varphi_{vE} - \varphi_{vB}$ ve ısı akışının zor olduğu noktalarda meydana gelmektedir. Bu nedenle bir m şekil faktörü tanımlanmaktadır. $m > 1$ olması halinde; sürtünmeden dolayı, ilk ateşleme ve intikal şartları verimle birlikte kötüleşecektir.

İç basınç, strok hacmi ve devir sayısına bağlı olarak iç güç kw cinsinden:

$$N_i = \frac{P_{mi} \times V_h \times i \times z \times n}{6000} \quad (1.17)$$

denkleminde hesaplanır.

Mekanik kayıplarda dikkate alındığında motorun milinden alınacak güç veya fren gücü için,

$$N_e = N_i \times \eta_m \quad (1.18)$$

eşitliği geçerlidir. Bu ifade mekanik verim, bir motorun mekanik kayıplarını gösterir.

Efektif veya fren gücünün iç güce oranıdır. Bu gücü,

$$N_e = N_i - N_k \quad (1.19)$$

şeklinde yazabiliriz.

1.14 Özgül Yakıt Sarfiyatı

Özgül yakıt sarfiyatını hesaplamak için, çevrimin verimlilik analizine gerek duyulur.

İdeal bir çevrimde, dikkate alınan kayıplar sadece, ekzost gazlarının götürdüğü ısı kayıplarıdır. Real bir çevrimde ise, dikkate alınanların yanında diğer kayıplarda vardır. Bu kayıplar, soğutma suyu eksik yanma, ekzost ve emme basınç kayıpları olarak sıralanabilir. Özgül yakıt sarfiyatı:

a) İndike özgül yakıt sarfiyatı

b) Efektif özgül yakıt sarfiyatı

olmak üzere ikiye ayrılır.

a) İndike Özgöl Yakıt Sarfiyatı

Bu yakıt sarfiyatı, (kg/kwh) cinsinden

$$b_i = 433 \frac{\eta_{ch} P_d}{\alpha L_{h_o} P_{m_i} T_d} \quad (1.20)$$

eşitliğinden bulunur.

b) Efektif Özgöl Yakıt Sarfiyatı

$$b_e = \frac{b_i}{m} \quad (1.21)$$

formülü ile belirlenebilir.

1.15 Yakıt Sarfiyatı

Motorun yakıt tüketimi, güç ve özgül sarfiyatlara bağlı olarak,

$$B_h = b_i \times N_i \quad (1.22)$$

$$B_h = b_e \times N_e \quad (1.23)$$

eşitliklerinden bulunabilir. Bu bağıntılara bakıldığında, yakıt tüketiminin, özgül sarfiyat ve güçle orantılı olarak değiştiği görülmektedir.

Şayet özgül sarfiyatlar, belirli ölçüde düşürülebiliyorsa, yani yapılacak iyileştirmeye aynı yakıt için daha fazla güç elde edilebiliyorsa, amaçlanan sonuca ulaşılmış olunacaktır. (1.20) eşitliğinde, şarj verimi artarken buna bağlı olarak iç basınç daha fazla arttırılabilirdi, özgül sarfiyat düşecektir (Şekil 28). deki Sanken diyagramında kayıplar toplu halde gösterilmiştir.

1.16 İç Verim

$$\eta_i = \frac{3.610^3}{b_i H_u} \quad (1.24)$$

formülünden hesaplanır. Buradanda görüleceği üzere, özgül yakıt tüketimindeki azaltma iç verimin artışı sağlayacaktır.

1.17 Efektif Verim

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m \quad (1.25)$$

eşitliğinden bulunur.

2. SÜPER STAR DİZEL MOTORLA İLGİLİ HESAPLAR

Verilen Sabitler (Süper Star)

Sıkıştırma Oranı $\epsilon = 17$
 Yanma verimi $\gamma = 0.86$
 Sıkıştırma politropu $n_1 = 1.34$
 Genişleme politropu $n_2 = 1.27$
 Yakıtın alt ısı değeri $H_u = 43524 \text{ kJ/kg}$

Yakıtın Bileşenleri

$C = 0.85$
 $H = 0.13$
 $O = 0.01$
 $S = 0.00$

Ortam sıcaklığı	$T_d = 290^\circ\text{K}$
Art gazların sıcaklığı	$T_r = 750^\circ\text{K}$
Art gazların basıncı	$P_r = 1.078 \text{ bar}$
Silindir hacmi	$V_h = 770 \text{ cm}^3$
Motor devri	$n = 1500 \text{ d/d}$
Mekanik verim	$\eta_m = 0.80$
Hava fazlalık katsayısı	$\alpha = 2$
Basınç artma oranı	$\lambda = 1.4$
Silindirde ısınma miktarı	$\Delta T_w = 10 \text{ grad.}$
Silindir çapı	$D = 98 \text{ mm}$
Süpap stroku	$h = 7 \text{ mm}$
Piston stroku	$H = 100 \text{ mm}$
İndikatör diyagramı düzeltme faktörü	$\mu = 0.95$

İlk Durum

Süpap oturma çapı $d_{vi} = 31 \text{ mm}$
 Motor devri $n = 1500 \text{ d/d}$

1. Şarj Kesiti

$$f_s = \pi h \cos \theta \, dvi$$

$$f_s = \pi 7 \times \cos 45 \times 31$$

$$f_s = 482 \text{ mm} = 4.82 \text{ cm}$$

2. Piston Kesiti

$$F = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$F = \frac{\pi \times (98)^2}{4}$$

$$F = 7543 \text{ mm}^2 = 75.43 \text{ cm}^2$$

3. Ortalama Piston Hızı

$$C_m = \frac{H \times n}{30}$$

$$C_m = \frac{0.10.1500}{30}$$

$$C_m = 5 \text{ m/sn}$$

4. Maksimum Piston Hızı

$$C_{\max} = \frac{\pi}{2} C_m$$

$$C_{\max} = \frac{\pi}{2} 5$$

$$C_{\max} = 7.854 \text{ m/sn}$$

5. Süpattan Geçen Dolgunun Maksimum Hızı

$$C_{v\max} \times f_s = C_{\max} \times F$$

$$C_{v\max} = C_{\max} \frac{F}{f_s}$$

$$C_{\max} = 7.854 \frac{75.43}{4.82}$$

$$C_{v\max} = 7.854 \times 15.65$$

$$= 123 \text{ m/sn}$$

6. Emme Sonundaki Basiç

$$P_a = 0.980665 - \frac{C_{v\max}^2}{83412.78}$$

$$P_a = 0.980665 - \frac{(123)^2}{83412.78}$$

$$P_a = 0.80 \text{ bar}$$

7. Şarj Verimi

$$\eta_{ch} = \frac{273}{P_d \times (\xi - 1) T_d} \left[\xi P_a - P_r \right]$$

$$\eta_{ch} = \frac{273}{(17-1)290} \left[17 \times 0.80 - 1.078 \right] \times \frac{1}{0.980665}$$

$$\eta_{ch} = 0.751$$

8. Art Gazların Katsayısı

$$\gamma = \frac{273 P_r}{(\xi - 1) T_r \eta_{ch} P_d}$$

$$\gamma = \frac{273 \times 1.078}{(17-1) \times 750 \times 0.751 \times 0.980665}$$

$$\gamma = 0.0333$$

9. Emme Sonundaki Sıcaklık

$$T_a = \frac{T_d + T_w + \gamma T_r}{1 + \gamma}$$

$$T_a = \frac{290 + 10 + 0.0333 \times 750}{1 + 0.0333}$$

$$T_a = 314.5^\circ\text{K}$$

10. Sıkıştırma Sonundaki Basıncı

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = 0.80 \times 17^{1.34}$$

$$P_c = 35.63 \text{ bar}$$

11. Sıkıştırma Sonundaki Sıcaklık

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 314.5 \times 17^{0.34}$$

$$T_c = 824^\circ\text{K}$$

12. 1 kg Yakıt ve Artık Gazların Yanma Ürünleri

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} (1 + \gamma)$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{0.85}{12} (1 + 0.0333)$$

$$M_{\text{CO}_2} = 0.0732 \frac{\text{mol}}{\text{kg}}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} (1 + \gamma)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0.13}{2} (1 + 0.0333)$$

$$M_{H_2O} = 0.06716 \text{ mol/kg}$$

$$M_{O_2} = 0.21(1+\gamma)(\alpha-1)L_{h_o}$$

$$L_{h_o} = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_2}{32} \right)$$

$$L_{h_o} = \frac{1}{0.21} \left(\frac{0.85}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right)$$

$$L_{h_o} = 0.490 \text{ mol/kg}$$

$$M_{O_2} = 0.21(1+0.0333)(2-1)0.490$$

$$M_{O_2} = 0.1063 \text{ mol/kg}$$

$$M_{N_2} = 0.79 (1+\gamma) \alpha L_{h_o}$$

$$M_{N_2} = 0.79 (1+0.0333) \times 2 \times 0.49$$

$$M_{N_2} = 0.80 \text{ mol/kg}$$

13. Yanma Ürünlerinin Toplam Mol Miktarı

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}$$

$$M_2 = 0.0732 + 0.06716 + 0.1063 + 0.80$$

$$M_2 = 1.0466 \text{ mol/kg}$$

14. Sıkıştırma Stroku Esnasında Taze Dolgu ve Artık Gazların Karışımı

$$M_1 = (1+) L_h$$

$$= (1+) L_{h_o}$$

$$= (1+0.0333) \times 0.49 \times 2$$

$$= 1.0126 \text{ mol/kg}$$

15. Yanma Esnasında Moleküler Değişim Katsayısı

$$\beta = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta = \frac{1.0466}{1.0126}$$

$$\beta = 1.0335$$

16. Sabit Hacimde Ortalama Özgül Isı

$$C_v = 19.544 + 0.002134 T_c$$

$$C_v = 19.544 + 0.002134 \times 824$$

$$C_v = 21.3 \text{ kJ/mol}^\circ\text{K}$$

17. Sabit Basıncıta Ortalama Özgül Isı

$$C_p = \frac{1}{M_2} \left[(M_{\text{hava}} \times C_{p \text{ hav}}) + M_{\text{CO}_2} C_{p \text{ CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} C_{p \text{ H}_2\text{O}} \right]$$

$$C_{p \text{ hav}} = 27.872 + 0.002134 T_z \text{ kJ/mol}^\circ\text{K}$$

$$C_{p \text{ CO}_2} = 27.872 + 0.0111 T_z \text{ kJ/mol}^\circ\text{K}$$

$$C_{p \text{ H}_2\text{O}} = 27.872 + 0.008872 T_z \text{ kJ/mol}^\circ\text{K}$$

$$C_p = \frac{1}{1.0466} \left[(0.8 + 0.1063) \times (27.872 + 0.002134 T_z) + (0.0732 \times (27.872 + 0.0111 T_z)) + (0.06716 (27.872 + 0.008872 T_z)) \right]$$

$$C_p = 27.872 + 3.193610^{-3} T_z \text{ kJ/mol}^\circ\text{K}$$

18. Yanma Sonundaki Sıcaklık

$$T_z = \left[(C_v + 8.307 \lambda) T_c + \frac{\sum H_u}{M_1} \right] / T_z \beta$$

$$C_v = 21.3 \text{ kJ/mol}^\circ\text{K}$$

$$(21.3 + 8.307 \times 1.4) 824 + \frac{0.86 \times 43524}{1.0126}$$

$$= 1.0335 T_z (27.872 + 3.193610^{-3} T_z)$$

$$64099.3 = 3.3 \cdot 10^{-3} T_z^2 + 28.806 T_z$$

$$3.310^{-3} T_z^2 + 28.806 T_z - 64099.3 = 0$$

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$$

$$T_z = \frac{-28.866 + \sqrt{(28.806)^2 + 4 \times 3.310^{-3} \times 64099.3}}{2 \times 3.310^{-3}}$$

$$T_z = 1838^\circ\text{K}$$

19. Ön Genişleme Oranı

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$= \frac{1.0335 \times 1838}{1.4 \times 824}$$

$$= 1.646$$

20. Yanma Sonu Basıncı

$$P_z = P_z = \lambda \times P_c$$

$$P_z = 1.4 \times 35.63$$

$$P_z = 49.882 \sim 50 \text{ bar}$$

21. Genişleme Sonundaki Basınç

$$P_e = P_z (\rho/\varepsilon)^{n_2}$$

$$P_e = 50 \left(\frac{1.646}{17} \right)^{1.27}$$

$$P_e = 2.577 \text{ bar}$$

22. Genişleme Sonundaki Sıcaklık

$$T_e = T_z (\rho/\varepsilon)^{n_2-1}$$

$$T_e = 1838 \left(\frac{1.646}{17} \right)^{0.27}$$

$$T_e = 978.5^\circ\text{K}$$

23. Ortalama Teorik İndike Basınç

$$P_{mi} = \frac{P_c}{(\varepsilon-1)} \left[\left(\frac{\lambda \rho}{n_2-1} \left(1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} \right) + \lambda (\rho-1) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \right]$$

$$P_{mi} = \frac{35.63}{16} \left[\left(\frac{1.4 \times 1.646}{0.27} \left(1 - \left(\frac{1.646}{17} \right)^{0.27} \right) + 1.4 \times 0.646 - \frac{1}{0.34} \left(1 - \frac{1}{17^{0.34}} \right) \right] \right]$$

$$P_{mi} = 6.85 \text{ bar}$$

24. Gerçek Ortalama İndike Basınç

$$P_{mi} = P_{mi} / \mu - \Delta P$$

$$= 6.85 \times 0.95 - (1.078 - 0.8)$$

$$= 6.23 \text{ bar}$$

25. Motorun İç Gücü

$$N_i = \frac{P_{mi} \times V_h \times i \times z \times n}{60 \times 1000}$$

$$N_i = \frac{6.23 \cdot 10^5 \times 770 \cdot 10^{-6} \times 1 \times 1500}{2 \times 60 \times 1000}$$

$$= 5.9963 \sim 6 \text{ kW}$$

26. İndike Özgöl Yakıt Sarfiyatı

$$b_i = 318.3 \frac{\eta_{ch} P_d}{L_{h_o} P_{mi} T_d}$$

$$b_i = 433 \frac{0,751 \times 1}{2 \times 0.490 \times 6.23 \times 290}$$

$$= 0.18 \text{ kg/kwh}$$

27. Saatteki Yakıt Sarfiyatı

$$B_h = b_i \times N_i$$

$$B_h = 0.18 \times 6$$

$$B_h = 1.08 \text{ kg/h}$$

28. Efektif Güç

$$N_e = N_i \cdot \eta_m$$

$$N_e = 6 \times 0.80$$

$$= 4.8 \text{ kw}$$

29. İndike Verim

$$\eta_i = \frac{3.610^3}{b_i H_u}$$

$$\eta_i = \frac{3.610^3}{0.18 \times 43524}$$

$$\eta_i = 0.46$$

30. Efektif Verim

$$\eta_e = i \times m$$

$$\eta_e = 0.46 \times 0.8$$

$$\eta_e = 0.368$$

31. Efektif Özgöl Yakıt Sarfiyatı

$$be = \frac{3.6 \cdot 10^3}{\eta_e H_u} = \frac{3.6 \cdot 10^3}{0.368 \times 43524}$$

$$be = 0,224 \text{ kg/kwh}$$

Tablo 1: 1250 d/d daki değerler

f_s cm ²	C_{max} m/sn	C_{vmax} m/sn	P_a (bar)	P_c (bar)	P_z (bar)	P_e (bar)	η_{ch}	η_i	P_{m1} (bar)	N_e (kw)
4.82	6.54	102.4	0.853	38	53.2	2.75	0.80	0.467	6.75	4.33
6.375	6.54	77.4	0.91	40.5	56.7	2.94	0.862	0.47	7.3	4.68
9.64	6.54	51.2	0.95	42.3	59.2	3.1	0.90	0.473	7.69	4.93
f_s cm ²	C_{max} m/sn	C_{vmax} m/sn	T_a (°K)	T_c (°K)	T_z (°K)	T_e (°K)	ρ	η_e	B_h (kg/h)	b_e (kg/kwh)
4.82	6.54	102.4	313.65	822	1839	979.3	1.65	0.374	0.958	0.221
6.375	6.54	77.44	312.7	819.3	1839	980	1.656	0.376	1.032	0.220
9.64	6.54	51.2	312.2	818	1839	980.4	1.66	0.38	1.076	0.218

Tablo 2: 1400 d/d daki değerler

f_s cm ²	C_{max} m/sn	C_{vmax} m/sn	P_a (bar)	P_c (bar)	P_z (bar)	P_e (bar)	η_{ch}	η_i	P_{m1} (bar)	N_e (kw)
4.82	7.33	114.7	0.823	36.7	51.38	2.65	0.775	0.46	6.461	4.64
6.375	7.33	86.73	0.892	39.75	55.65	2.886	0.845	0.467	7.132	5.125
9.64	7.33	57.36	0,94	41.93	58.7	3.06	0.895	0.472	7.63	5.482
f_s cm ²	C_{max} m/sn	C_{vmax} m/sn	T_a (°K)	T_c (°K)	T_z (°K)	T_e (°K)	ρ	η_e	B_h (kg/h)	b_e (kg/kwh)
4.82	7.33	114.7	314.1	823	1837	978.3	1.648	0.368	1.038	0,2238
0.375	7.33	86.73	313	820.4	1838.4	980	1.654	0.374	1.132	0.221
9.64	7.33	57.36	312.25	818.2	1838	980.4	1.66	0.3776	1.2	0.219

Tablo 3: 1500 d/d daki değerler

f_s cm^2	C_{max} m/sn	C_{vmax} m/sn	P_a (bar)	P_c (bar)	P_z (bar)	P_e (bar)	η_{ch}	η_i	P_{mi} (bar)	N_e (kw)
4.82	7.85	123	0.80	35.63	50	2.577	0.751	0.46	6.23	4.8
6.375	7.85	92.92	0.877	39	54.7	2.834	0.83	0,466	6.985	5.38
9.64	7.85	61.45	0.935	41.65	58.31	3	0.89	0.47	7.56	5.82
f_s cm^2	C_{max} m/sn	C_{vmax} m/sn	T_a (°K)	T_c (°K)	T_z (°K)	T_e (°K)	ρ	η_e	B_h (kg/h)	b_e (kg/kwh)
4.82	7.85	123	314	824	1838	978	1.646	0.368	1.08	0.224
6.375	7.85	92.92	313.2	820.7	1838.8	980	1.65	0.373	1.1933	0.2217
9.64	7.85	41.65	312.3	818.2	1837.6	980.3	1.658	0.376	1.278	0.22

Tablo 4: 1700 d/d daki değerler

f_s cm ²	C_{max} m/sn	C_{vmax} m/sn	P_a (bar)	P_c (bar)	P_z (bar)	P_e (bar)	η_{ch}	η_i	P_{m1} (bar)	N_e (kw)
4.82	8.9	139.3	0.745	33.67	46.67	2.4	0.695	0.455	5.72	5
6.375	8.9	105.3	0.8477	37.76	52.86	2.73	0.80	0.464	6.7	5.84
9.64	8.9	69.65	0.92	41.06	57.48	2.988	0.875	0.476	7.4217	6.564
f_s cm ²	C_{max} m/sn	C_{vmax} m/sn	T_a (°K)	T_c (°K)	T_z (°K)	T_e (°K)	ρ	η_e	B_h (kg/h)	b_e (kg/kwh)
4.82	8.9	139.3	315.6	827	1838.5	978	1.641	0.364	1.1335	0.2267
6.375	8.9	105.3	313.65	821.86	1838.87	979.6	1.65	0.371	1.302	0.223
9.64	8.9	69.65	312.5	818.84	1838.1	980.3	1.657	0.381	1.4443	0.220

Tablo 5. Deneysel Sonuçlar

Devir (d/d)	Süpap çapı (mm)	Moment Kolu (cm)	Yük (N _t)	Yakıt Sarfiyatı (m _L /h)	Güç (k2)	Efektif Özgül yakıt sarfiyatı (kg/kwh)
1250	31	70	39.24	940	3.6	0.222
	41			920		0.2172
	2x31			890		0.207
1400	31	70	39.24	1080	4.027	0.228
	41			1052		0.222
	2x31			1032		0.217
1500	31	70	39.24	1180	4.32	0.232
	41			1140		0.2243
	2x31			1120		0.2204
1700	31	70	39.24	1380	4.89	0.2398
	41			1320		0.2294
	2x31			1268		0.22

MUKAYESE

Süpap kesitindeki değişimin, motor performansına etkisinin ne olduğunu belirlemek için yapılan teorik ve deneysel çalışmalardan aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

a) Teorik Çalışmalar ve Hesaplar

Emme süpapası çapının 31 mm olduğu ilk durumda ve 1250 d/d dönme hızında,

4.33 kw güç elde edilmiş ve saatte 0.958 kg yakıt harcanmıştır. Dolayısıyla özgül efektif sarfiyat 0.221 kg/kwh dir.

Devir aynı kalmak kaydıyla, süpap çapı % 32.23 arttırılınca elde edilen güç % 8 artarak 4.68 kw olmuştur. Saatteki yakıt sarfiyatı % 7.975 artarak 1.0324 kg olmuştur. Özgül efektif yakıt sarfiyatı ise % 0.452 azalarak 0.220 kg/kwh olmuştur.

Yine aynı devirde, süpap çapı % 100 arttırıldığında, yani bir emme süpapası daha ilave edildiğinde, güç % 13.85, yakıt sarfiyatı ise % 12.32 artmıştır. Özgül efektif yakıt sarfiyatı ise, % 1.357 azalmıştır.

Emme süpapası çapı 31 mm olmak üzere motorun dönme hızı arttırılarak 1400 d/d yapıldığında güç 4.64 kw, yakıt sarfiyatı 1.038 kg/h özgül yakıt sarfiyatı 0.2238 kg/kwh olmuştur.

Bu durumda şartlar aynı olmakla birlikte devir değişince, güç yakıt sarfiyatı ve efektif yakıt sarfiyatı artmıştır.

Devir 1400 d/d iken süpap çapı % 32.23 arttırıldığında güç % 10.45, yakıt sarfiyatı % 9 artarken, özgül efektif yakıt sarfiyatı % 1.25 azalmıştır.

Aynı şekilde değişik devirlerde ve % 32.23 ile % 100 süpap çapı artışı sağlandığında güç % 8 ile % 22 arasında artarken yakıt sarfiyatı % 7.5 ile % 20 arasında artmıştır. Efektif özgül yakıt sarfiyatı ise % 1 ile % 2.5 arasında düşmektedir.

Bu duruma göre normal servis devrinde motordaki ortalama güç artışı % 15, yakıt artışı % 13.5 mertebesinde dir.

Özgül efektif yakıt sarfiyatı ise % 1.75 azalmaktadır.

b) Deneysel Sonuçlar

Deneysel çalışmada, süpapın etkisi, öncelikle sabit devir ve yükte gözlenmiş daha sonra yük yine sabit tutularak devir değiştirilmiştir.

Motor 1250 d/d dönme hızında, 39.24 Nt yük altında süpap çapı 31 mm den, % 32.23 arttırılarak 41 mm ye çıkarılınca, aynı gücü elde etmek için yakıt sarfiyatı % 2.12, özgül efektif özgül yakıt sarfiyatı % 2.162 azalmıştır.

Motordan aynı gücü almak için ve 1250 d/d çalıştırıldığında, aynı zamanda ikinci bir emme süpapı ilave edildiğinde, yakıt sarfiyatı % 6.383, özgül efektif yakıt sarfiyatı % 6.441 azalmıştır.

1400 d/d hızda ve 4.027 kw güç elde etmek için süpap çapı % 32.23 arttırılınca, yakıt sarfiyatı % 2.6 efektif özgül yakıt sarfiyatı % 2.632 azalmıştır.

Süpap çapı % 100 arttırılarak ikinci bir emme süpapı ilave edildiğinde aynı gücü elde etmek için, yakıt sarfiyatı % 4.51, efektif özgül yakıt sarfiyatı % 4.52 azalmıştır.

Deneyler 1500 d/d ve % 32.23 süpap çapı artışı için yapılıncı güç 4.32 kw olmuş yakıt sarfiyatı % 3.4 efektif yakıt sarfiyatı ise % 3.32 azalmıştır.

Süpap çapı % 100 arttırılınca aynı gücü elde etmek için, yakıt sarfiyatı % 5.01, özgül efektif yakıt sarfiyatı % 5 azalmıştır.

1700 d/d da 4.89 kw güç elde edilmiştir. Aynı devir ve gücü sabit tutmak kaydıyla süpap çapı % 32.23 arttırılınca yakıt sarfiyatı % 4.35, özgül efektif yakıt sarfiyatı % 4.337 azalmıştır. Süpap çapı % 100 arttırılınca, yakıt sarfiyatı % 8.3 özgül efektif yakıt sarfiyatı % 8.06 azalmıştır.

Yapılan deneyler sonucunda, motorun servis devrinde çalıştırılmasıyla, yakıt sarfiyatı ortalama % 5,5 özgül efektif yakıt sarfiyatı ise % 5 azalmıştır.

YORUM

Motorlarda, şarj verimini arttırmak ve motor şartlarını iyileştirmek amacıyla, süpap çapı önce % 32,23 daha sonra % 100 arttırılmıştır. Süpap kesitinin % 100 arttırılması, motora ikinci bir emme süpapı eklenerek sağlanmıştır.

Süpap kesiti arttıkça, motorun gücü artarken güç başına yakıt sarfiyatı düşmüştür. Yani, şartlar aynı kalmakla beraber, süpap çapı % 100 arttırılınca, ilk durumdaki gücü elde etmek için daha az yakıt harcanmıştır.

Servis devrinde güç ortalama olarak % 15 artarken, özgül efektif yakıt sarfiyatı % 2 civarında düşmüştür. Yakıt sarfiyatı % 13 artmaktadır.

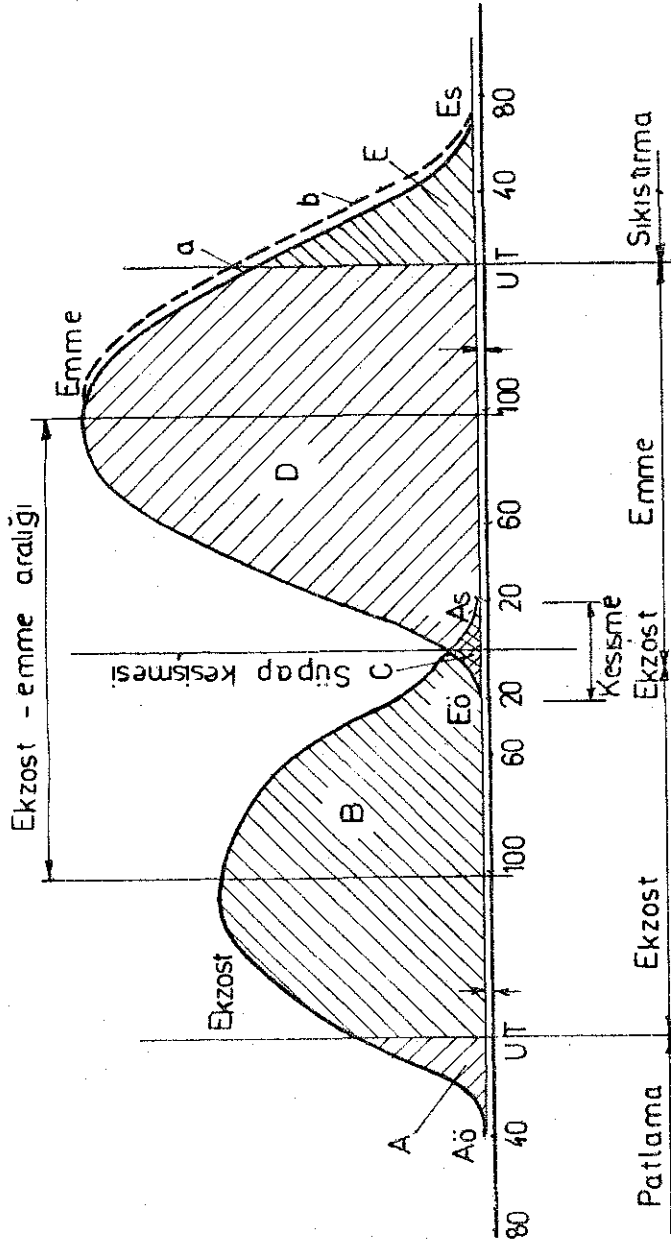
Yapılan deneylerde ise özgül efektif yakıt sarfiyatı % 5 mertebesinde düşmektedir.

Güçteki artış ve yakıt sarfiyatındaki düşme yüksek devirlerde dahada fazla olmaktadır.

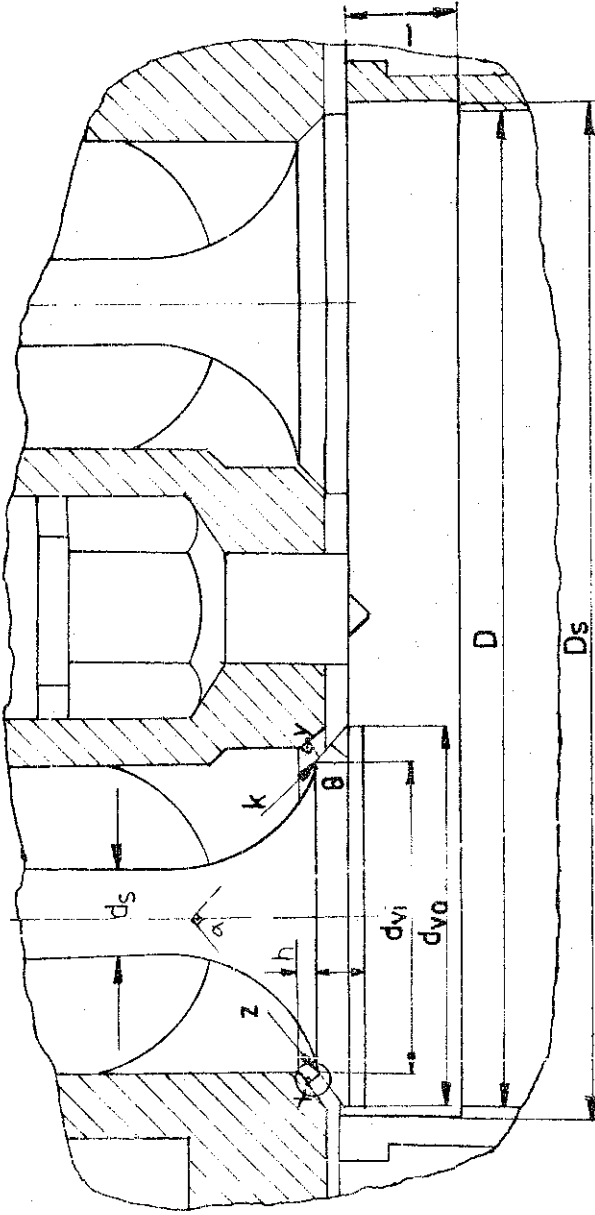
Pratikde su pompasını çalıştıran bir motoru örnek olarak alalım. Güç başına yakıt tüketiminde % 2 lik azalma uzun süreli çalışmalar için önemli bir avantajdır. Günde 8 saat olmak üzere 260 gün çalışan bu motor, yılda yaklaşık 5000 litre yakıt tasarrufu sağlar. Bu kadar yakıtın maliyeti gerçek yönlerde dikkate alındığında 4500 ile 5000 dolarlık tasarruf sağlanmış olacaktır.

Yukardaki durumlar taşıt üzerinde ele alındığında, yakıt tasarrufu ile birlikte konstrüksiyon karışacaktır. Fakat ikinci bir avantaj olarak taşıtın azami hız ve ivmeside artacaktır. Aynı gücü daha küçük ebatlardaki motorla elde etmek mümkün olacağı için, güç başına taşıt ağırlığı azalacaktır. Ağırlığı azalan taşıt ise, daha kısa sürede daha yüksek hızlarda seyredebilecektir.

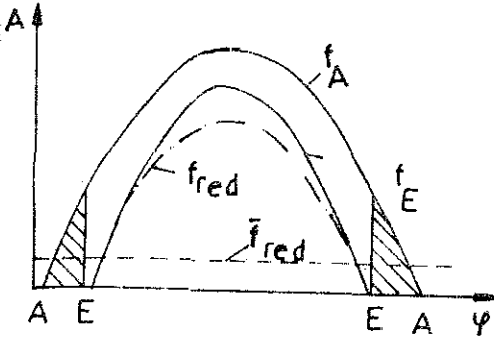
Tasarruf, taşıt üzerinde, motorda ölçülen değerlerden daha fazladır.



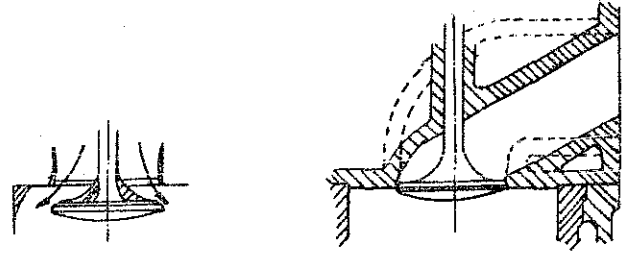
Şekil 1. 4 zamanlı bir motorun kumanda diyagramı



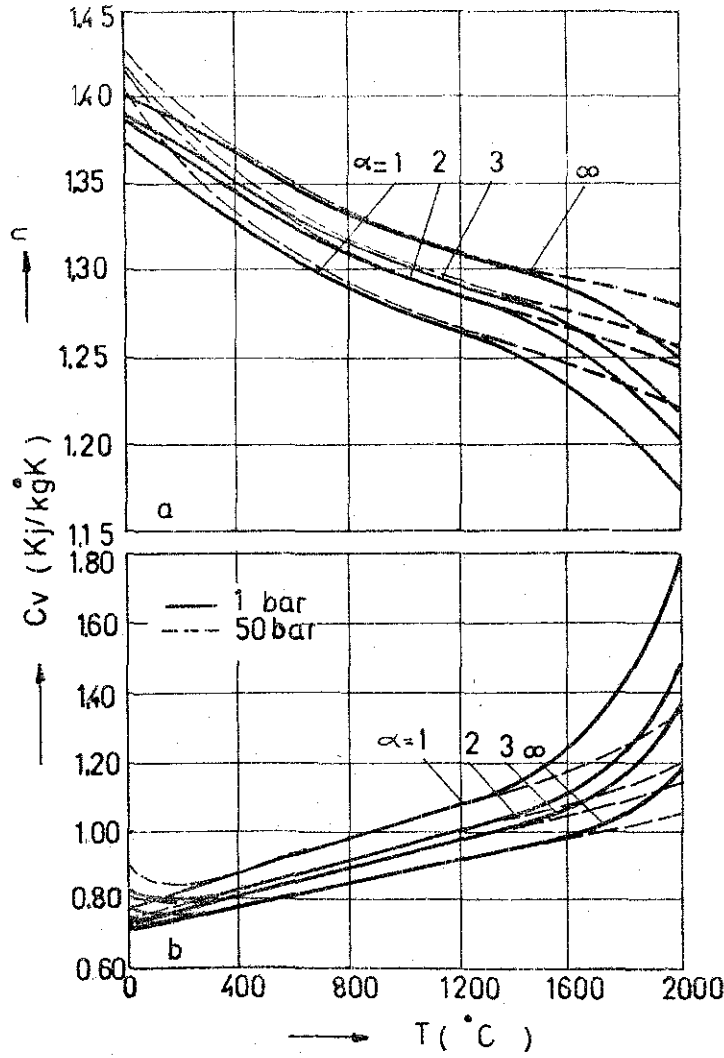
Şekil 2. Süpap konstrüksiyonu



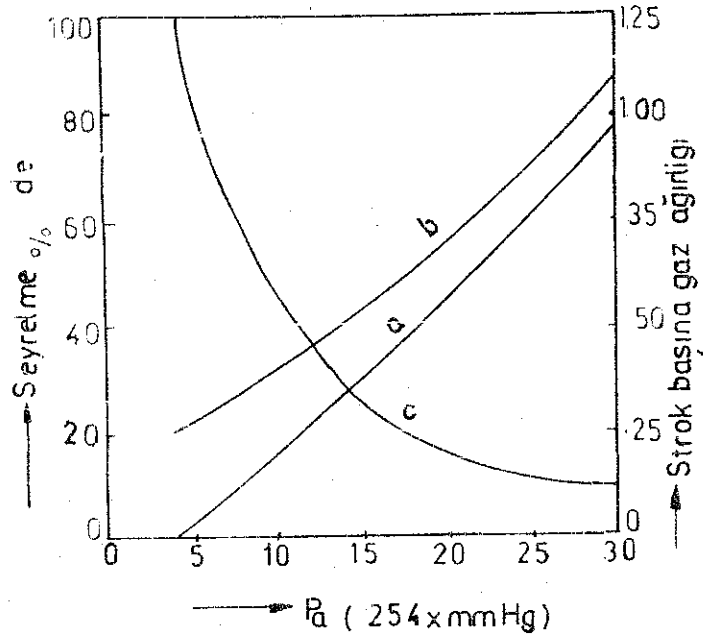
Şekil 3. Emme ve ekzost kesitleri, f_A ve f_E ile zamana bağlı kesitin krank açısına göre değişimi



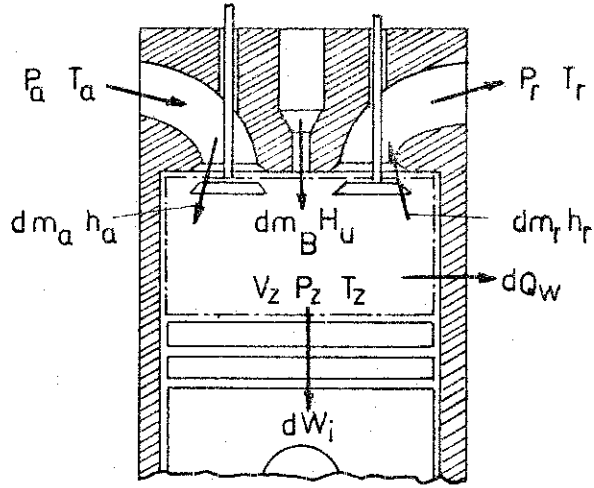
Şekil 4. Emme ve ekzost süaplarında akış çizgisi



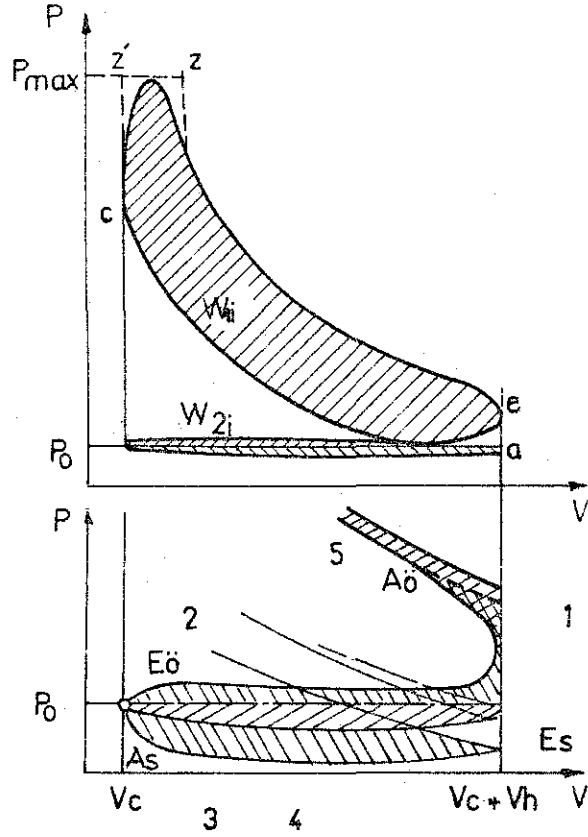
Şekil 5. Sıcaklık, C_v , politropik üs, hava fazlalık katsayısı ve basınç arasındaki bağıntı.



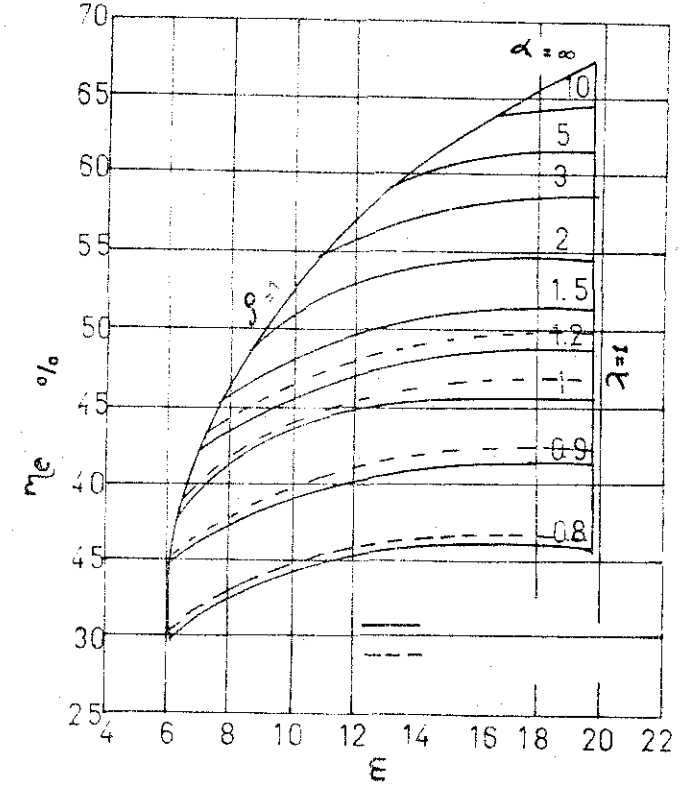
Şekil 6. Emme basıncıyla şarj seyreltmenin değişimi



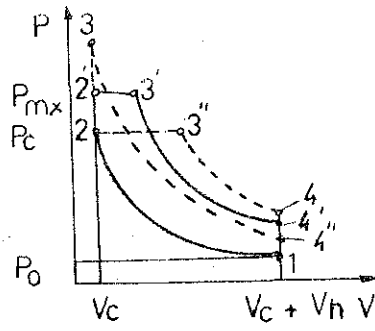
Şekil 7. 4 zamanlı bir motorun enerji bilançosu (Diessel)



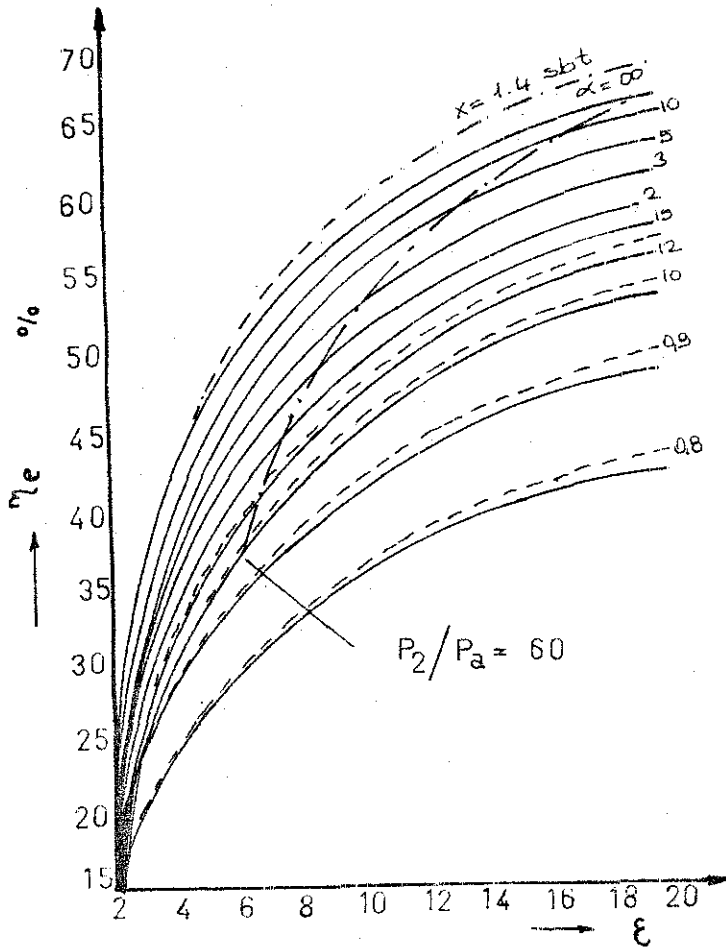
Şekil 8. İçten yanmalı bir motorun proses eğrisi, 1-genişleme
2- ekzost, 3-emme, 4-manifold, 5-Duvarda ısı kayıpları



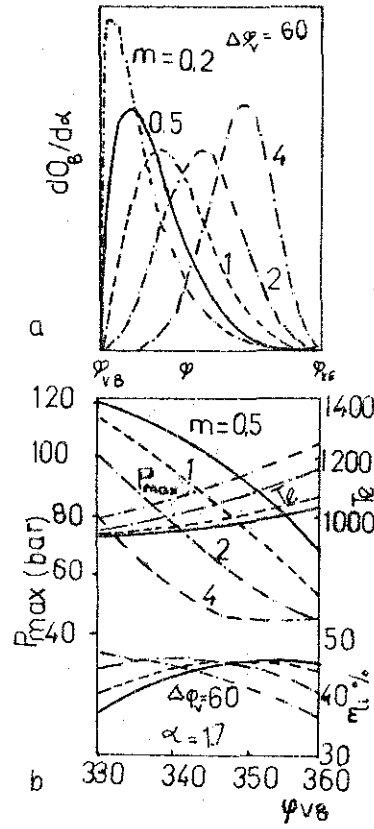
Şekil 9. Efektif verimin sıkıştırma oranına
bağlı olarak değişimi



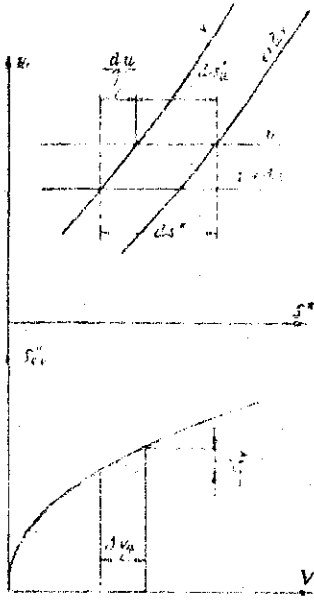
Şekil 10. Motor çevriminin P_V diyagramında sınır noktalarının gösterilmesi.



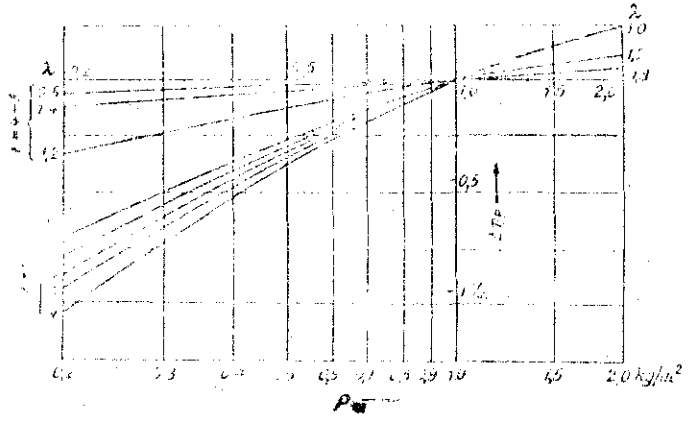
Şekil 11. Gerçek ve ideal iş gazlarında aynı hacim prosesi için verim eğrileri



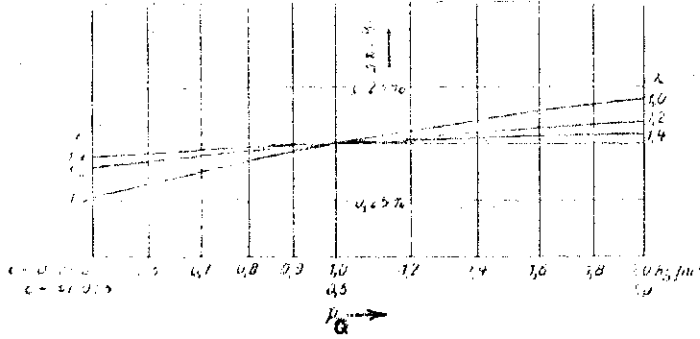
Şekil 12. Yanma ve ısı kayıplarına m şekil faktörünün etkisi, Maksimum basınç ve genişleme sıcaklığının, şekil faktörü ve krank açısına göre değişimi



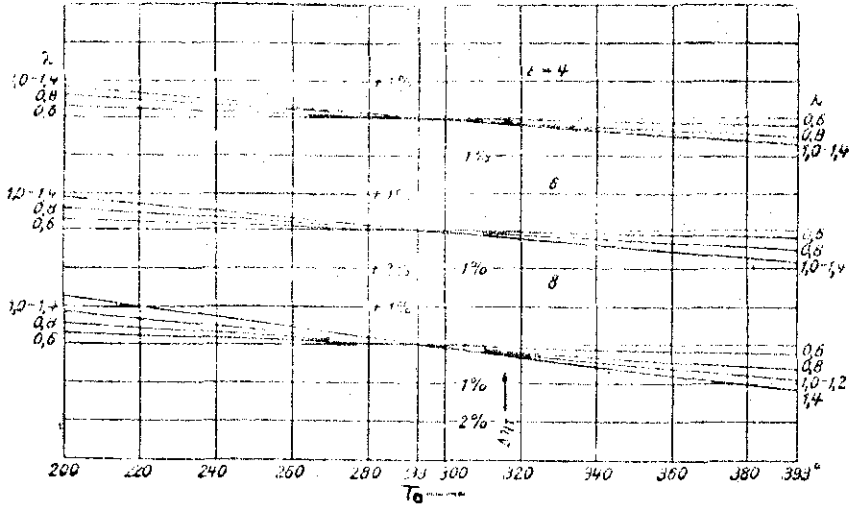
Şekil 13. dS_z nin tam diferansiyelinin u ve V nin fonksiyonu olarak belirtilmesi.



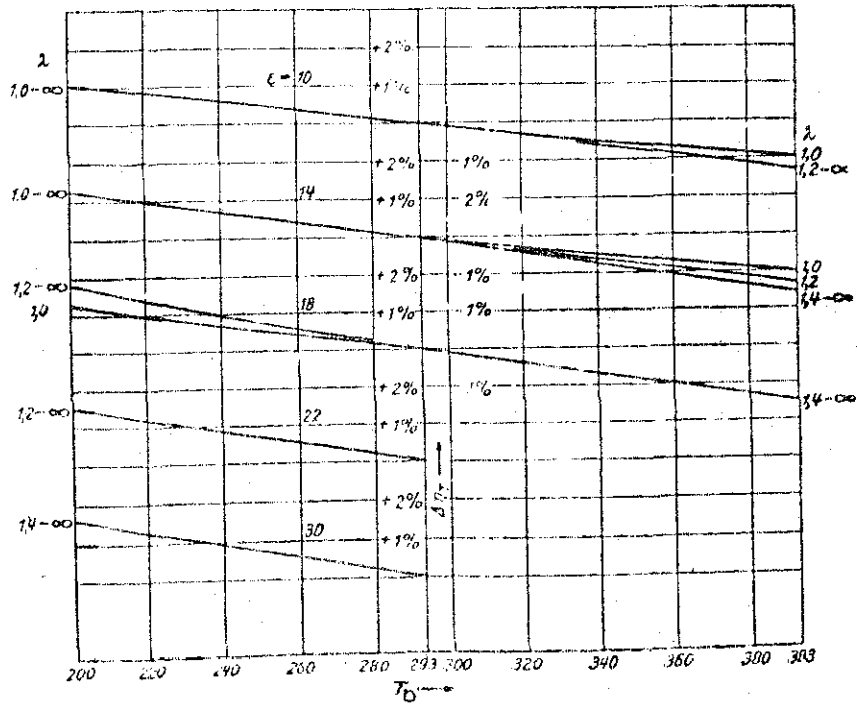
Şekil 14. Benzinli motorlarda, benzin işletmesine ait $C_n H_{2n}$ tipi bir yakıtın başlangıç şartlarından etkilenmesi ($\Delta\eta_p$)



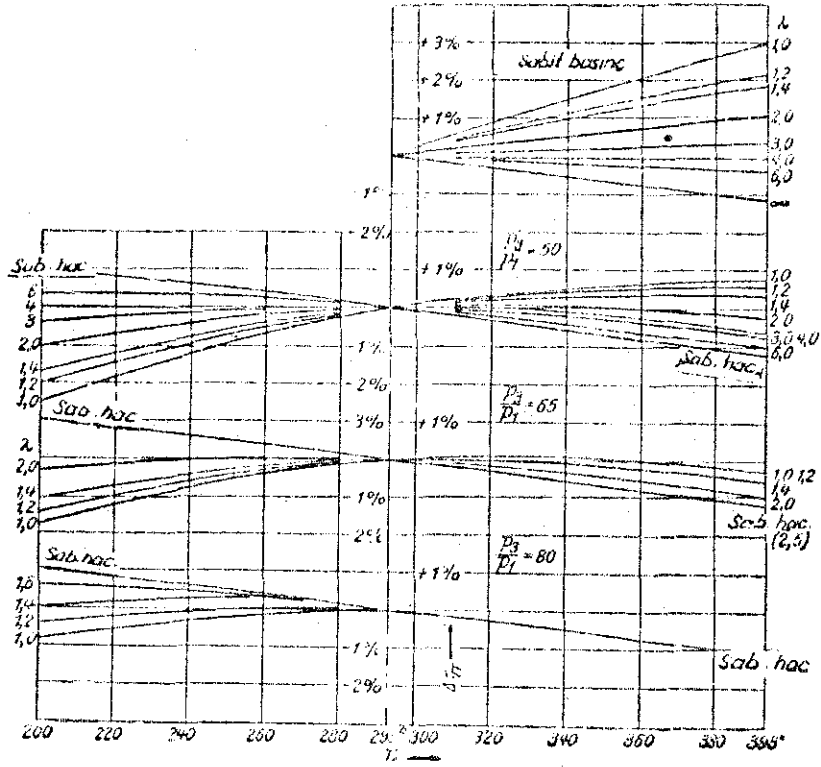
Şekil 15. Dizel motorlara ait, sıcaklık ve basınç değişiminin etkisi ($\Delta\eta_t$)



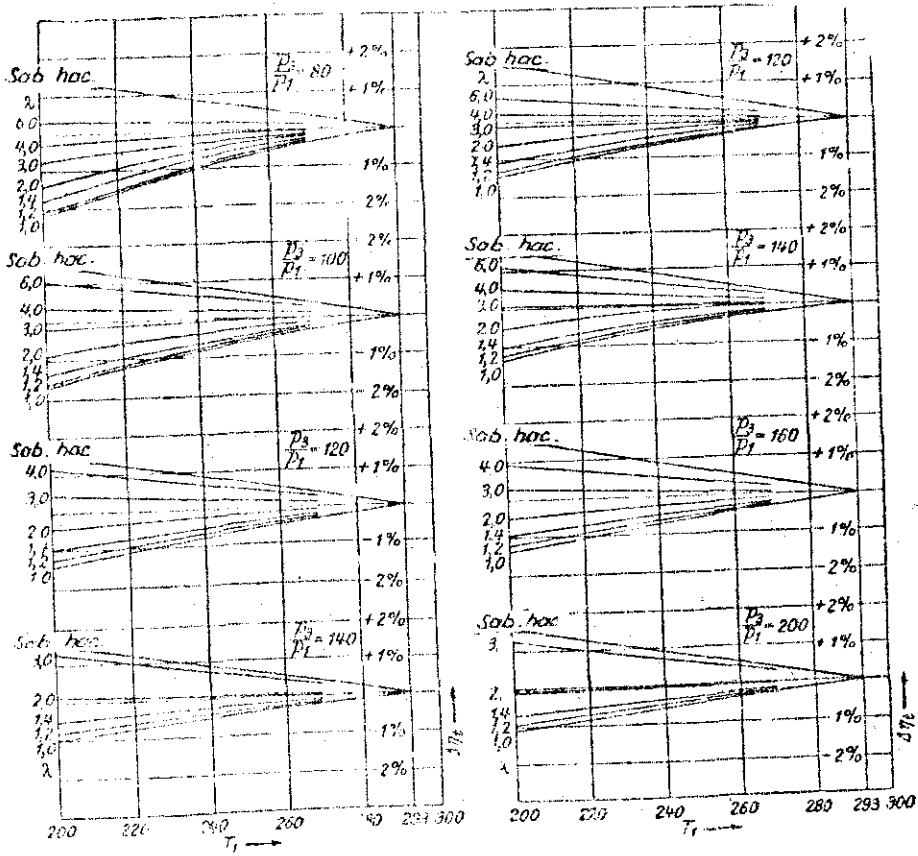
Şekil 16. Benzinli motorlarda başlangıç şartlarında sıcaklığın değişiminin verime etkisi



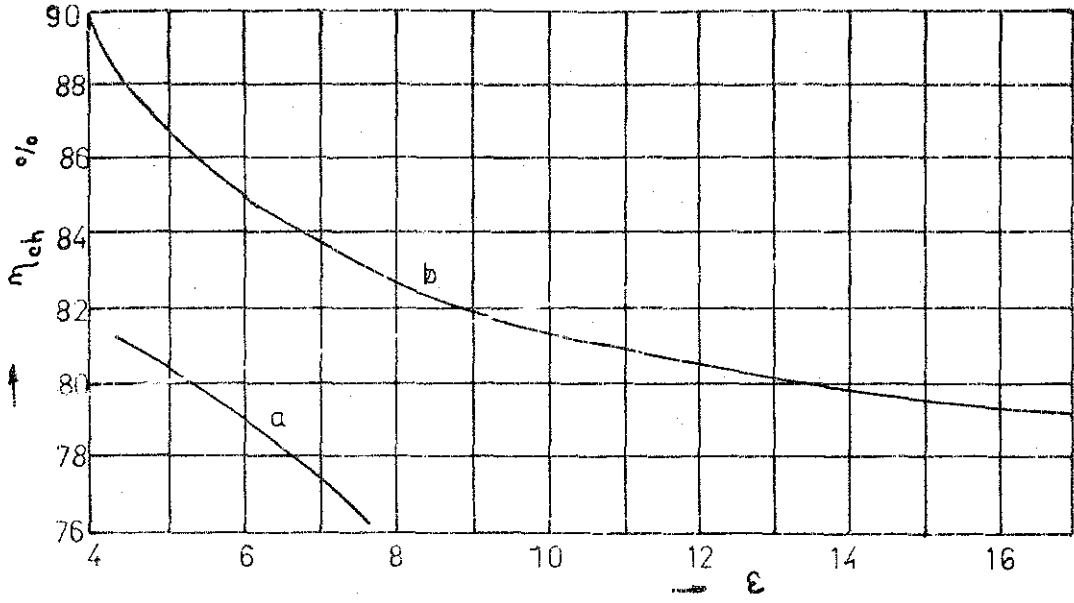
Şekil 17. Sabit hacim yanmalı bir dizel motorda başlangıç şartlarında, sıcaklığın verime etkisi ($\Delta \eta_t$)



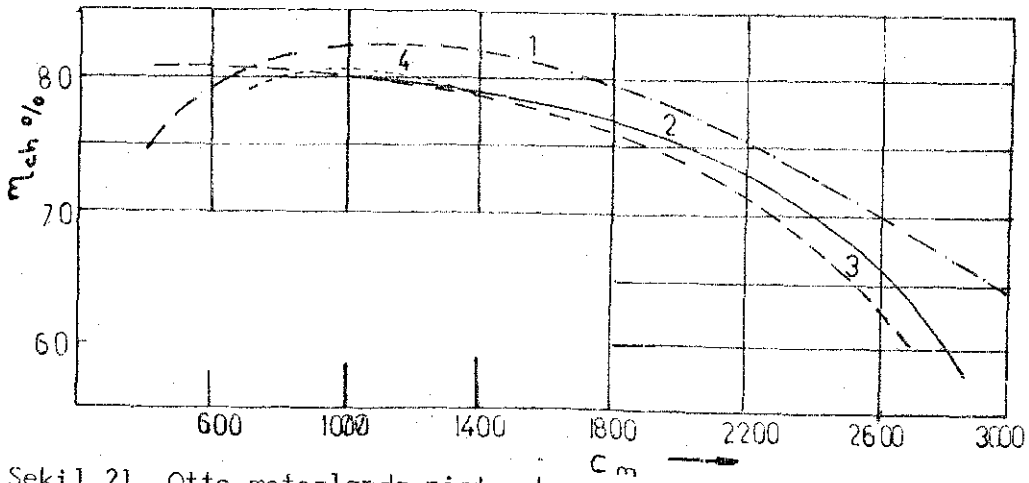
Şekil 18. Bir dizel motorda sıkıştırma oranı 10 iken, başlangıç şartlarında sıcaklık değişiminin verime etkisi ($\Delta \eta_t$)



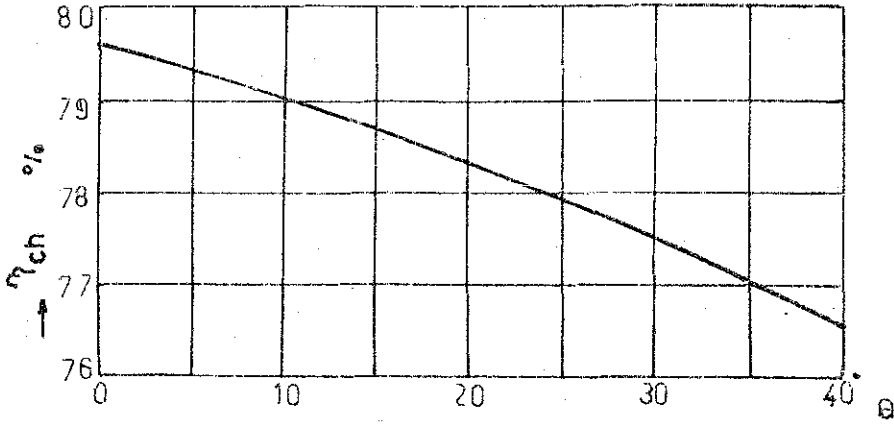
Şekil 19. Dizel motorda sıkıştırma oranı 22(solda) ve 30(sağda) iken başlangıç şartlarında sıcaklık değişiminin verime etkisi ($\Delta \eta_t$)



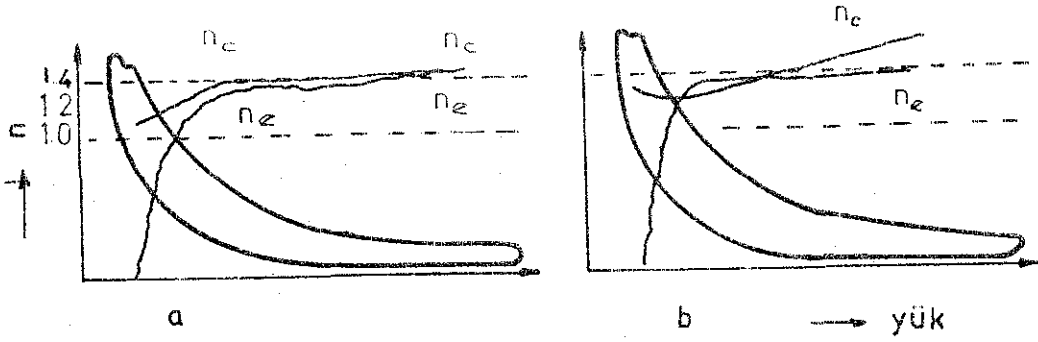
Şekil 20. Sıkıştırma oranının şarj verimine etkisi



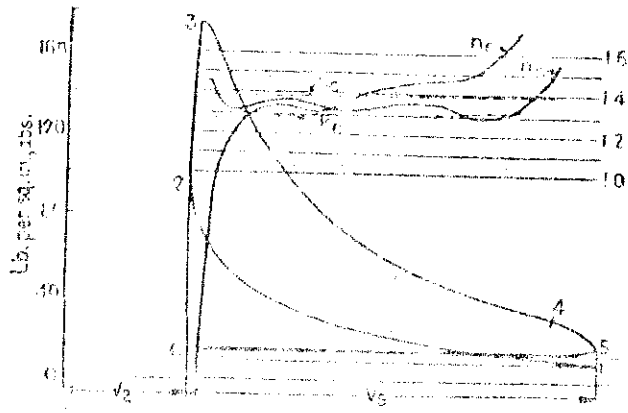
Şekil 21. Otto motorlarda piston hızının şarj verimine etkisi



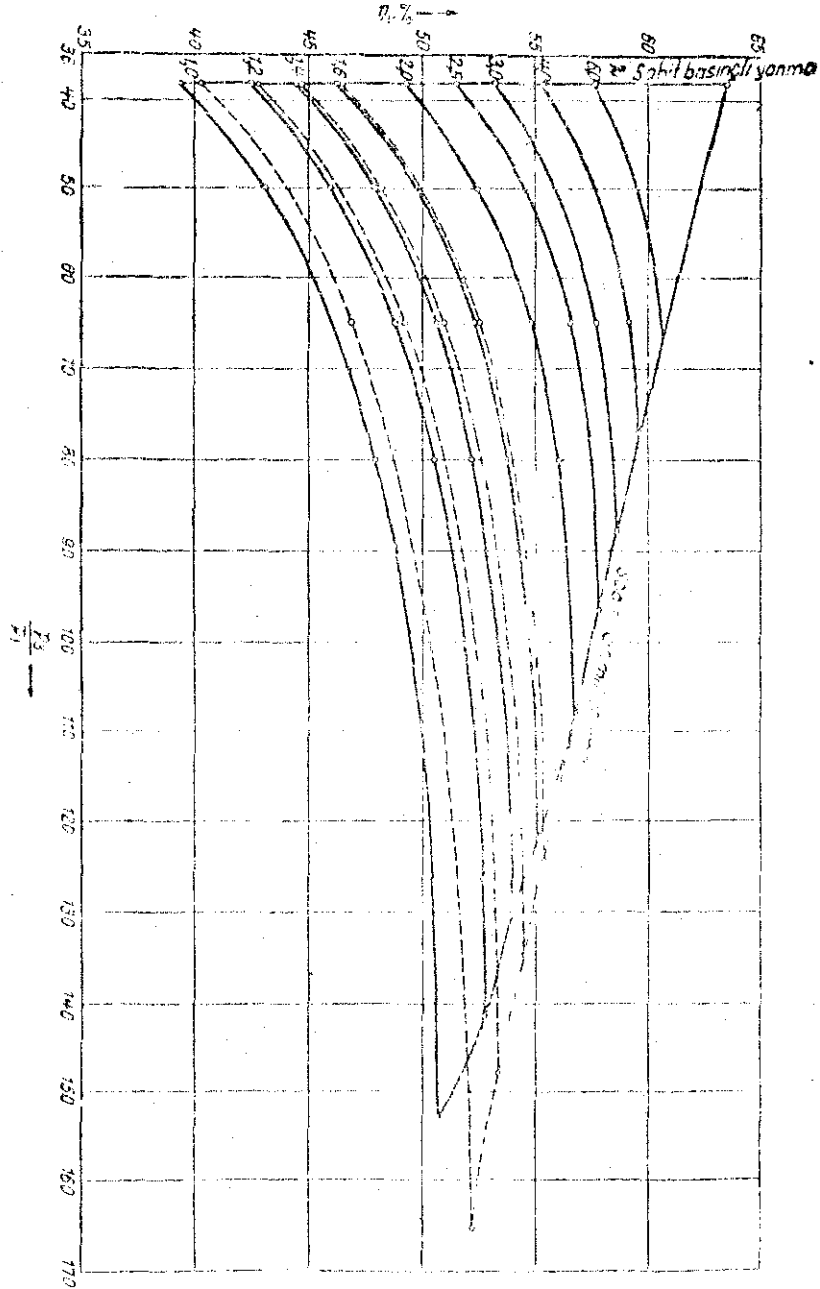
Şekil 22. Ateşleme avansının şarj verimine etkisi



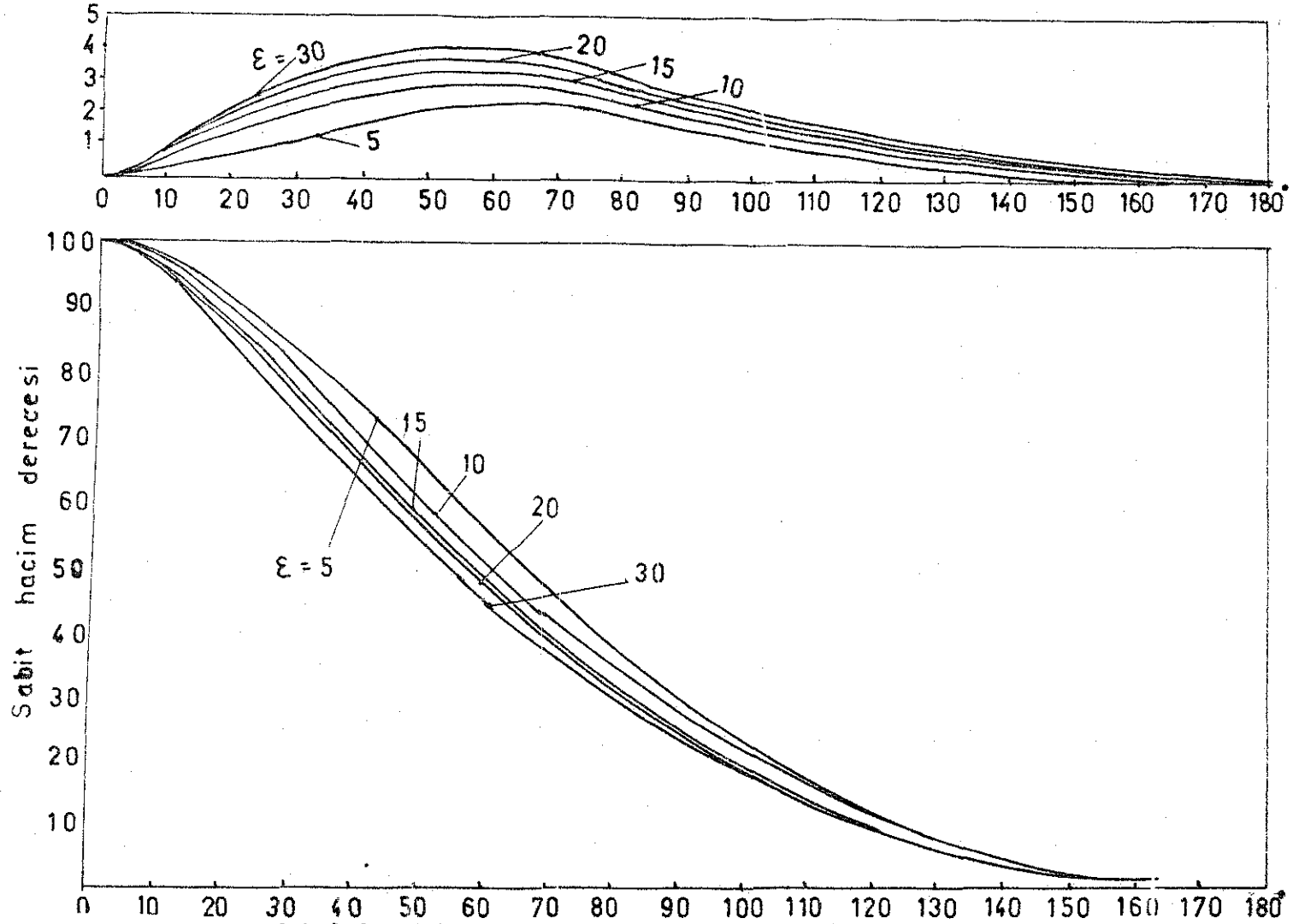
Şekil 23. Politropik üssün, benzinli motorlarda
a- normal yükte, b-aşırı yükte değişimi



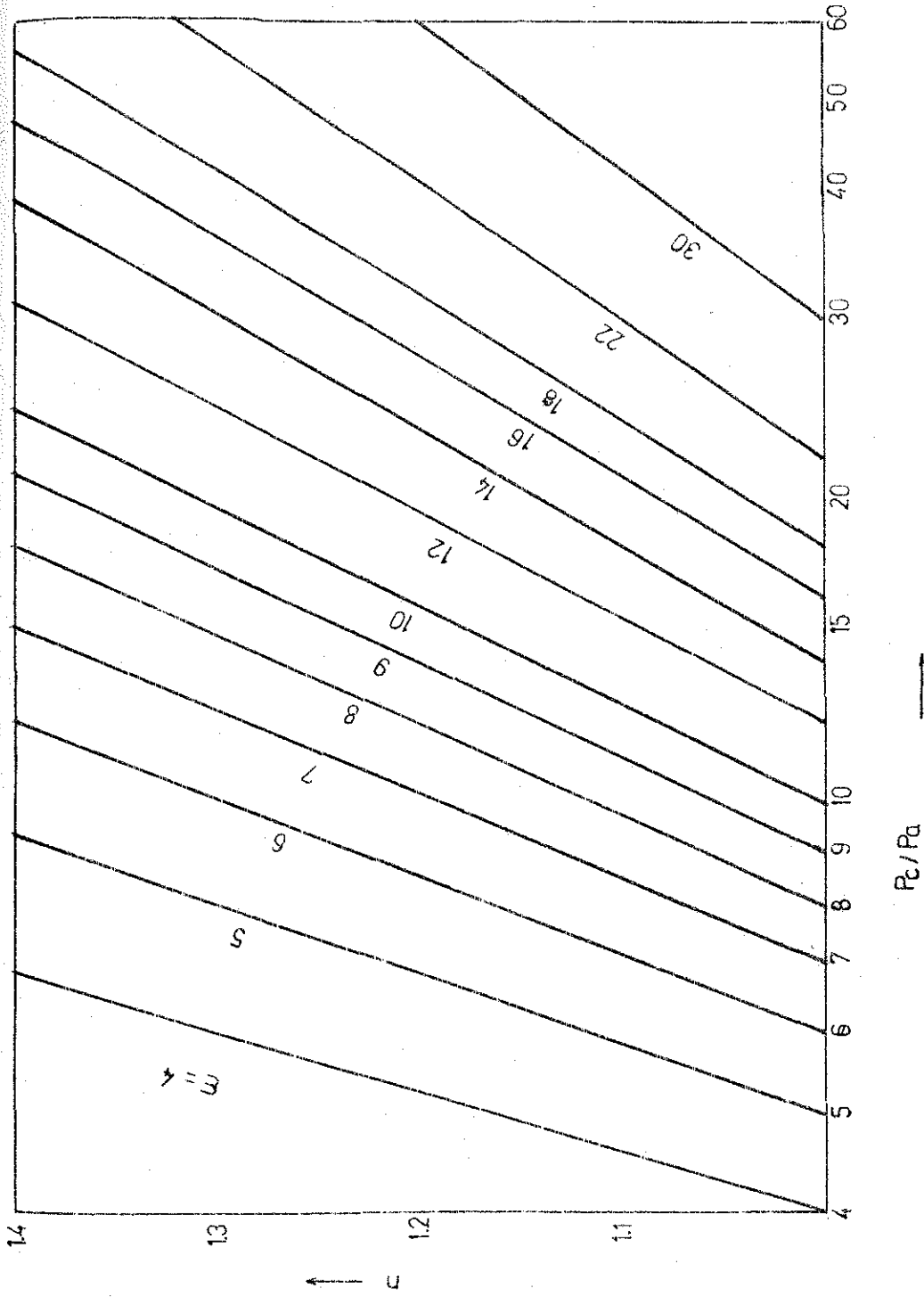
Şekil 24. Benzinli motora ait indikatör diyagramı



Şekil 25. Dizel motora ait verim eğrisi

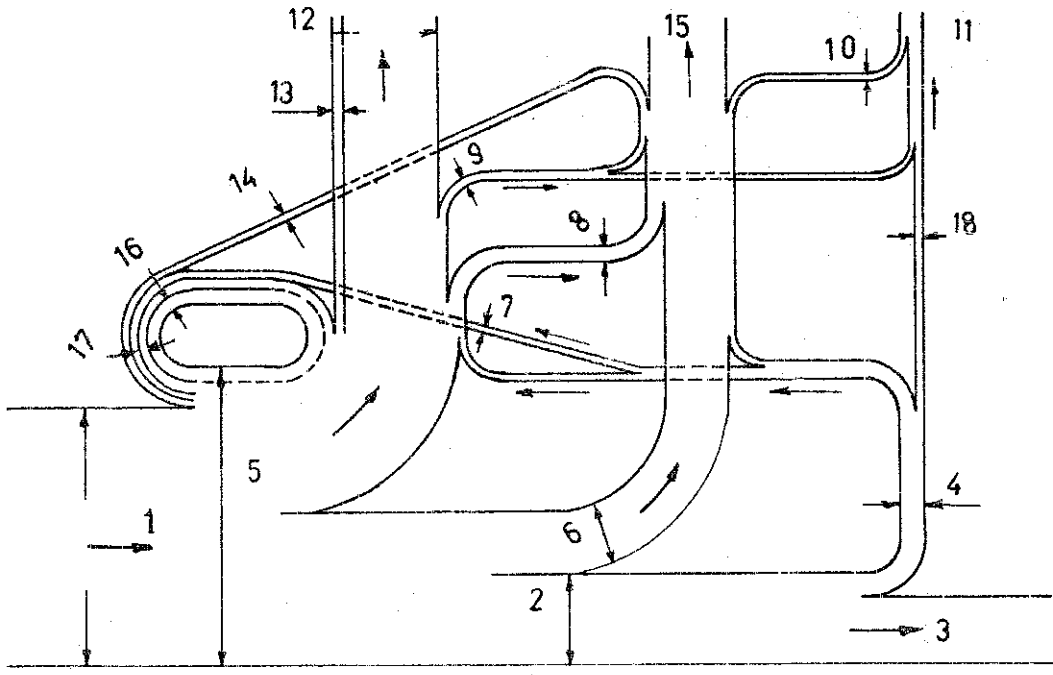


Şekil 26. Sabit hacim derecesinin belirtilmesine yarayan yardımcı eğriler



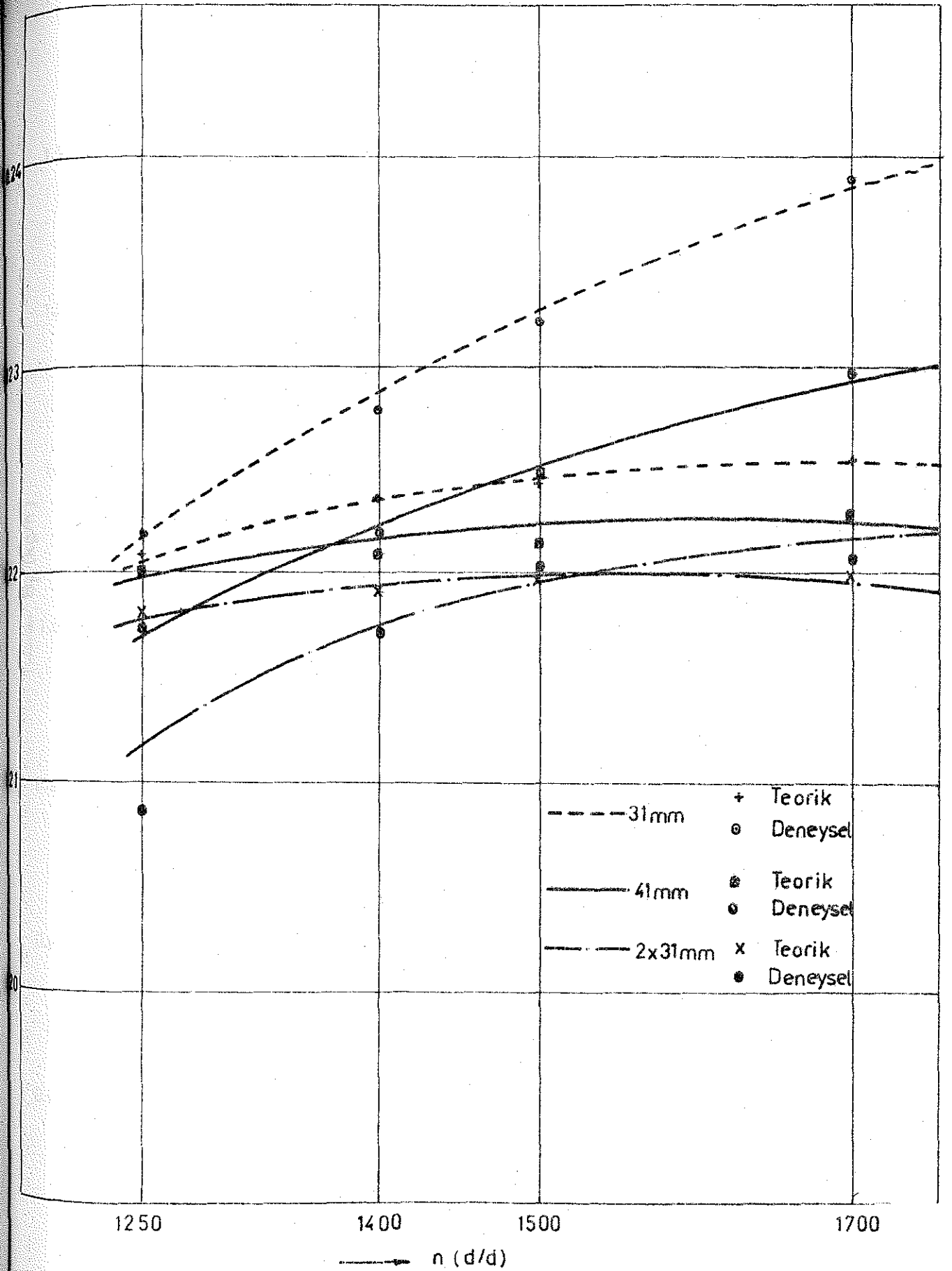
Şekil 27. n politropik üssün sıkıştırma oranına bağlı olarak

P_c/P_a oranıyla değişmesi

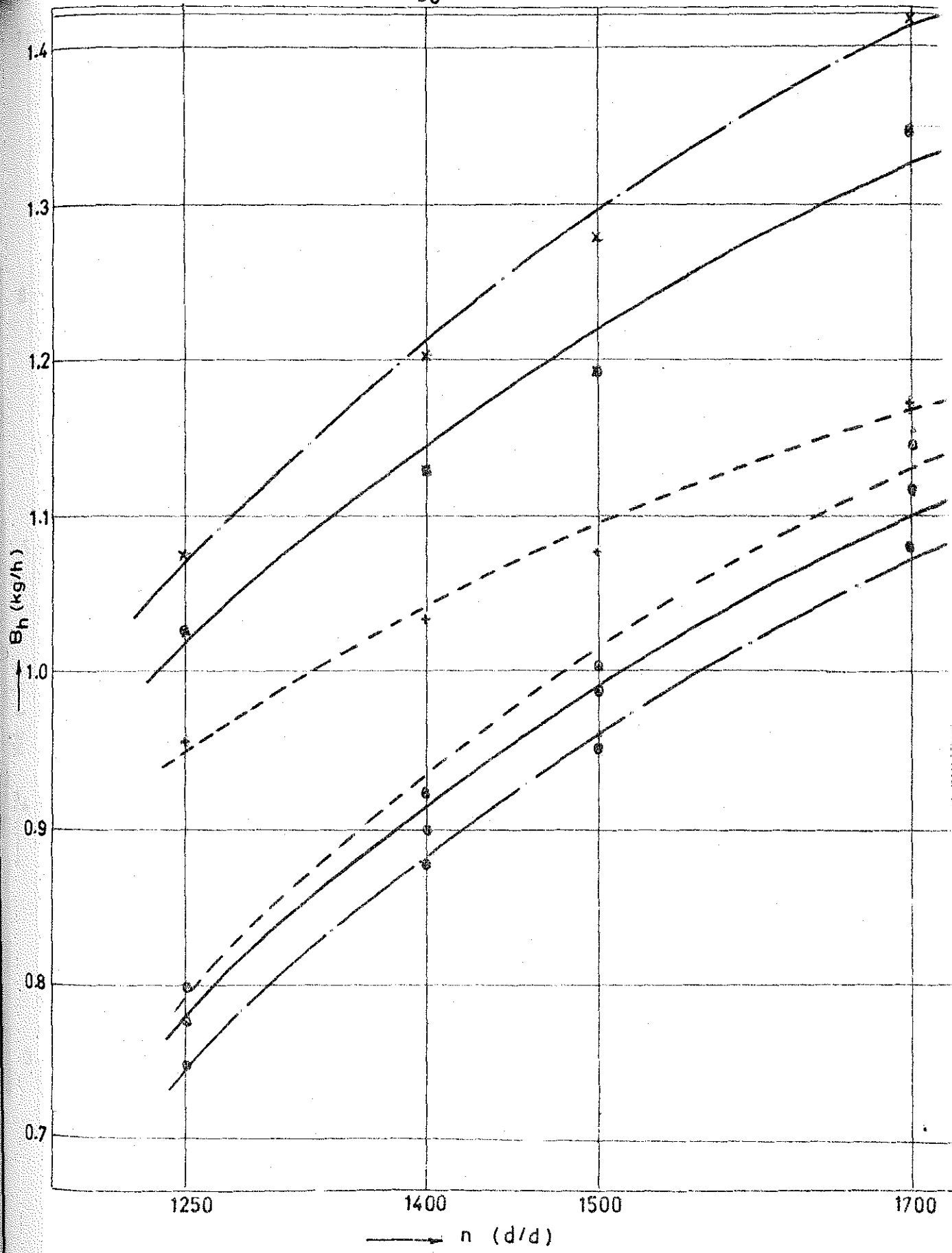


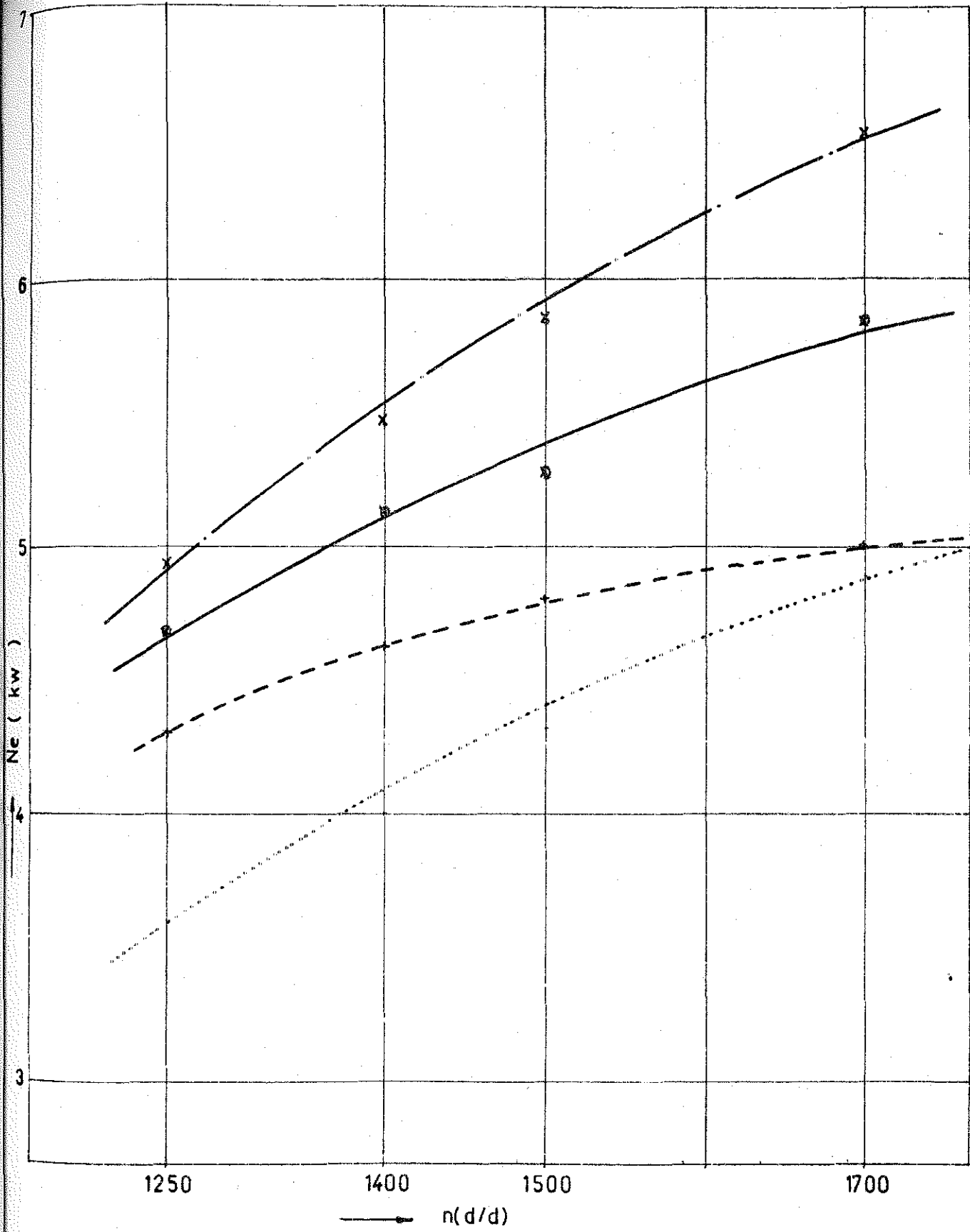
Şekil 28. Motordaki tüm kayıpların Sankey diyagramında gösterilmesi

1. Taze dolgunun ısı değeri (% 100)
2. İndike güç
3. Şaft gücü (%27)
4. Mekanik kayıplar
5. Silindirdeki karışımın enerjisi
6. Duvar ve pistonlardan kaybolan ısı
7. Pompalama kayıpları
8. Ekzost partlarından kaybolan enerji
9. Ekzost manifoldundan kaybolan enerji
10. Radyatörden atılan enerji
11. Toplam radyasyon kayıpları
12. Ekzostdan atılan enerji (%35)
13. Yanmamış artıkların aldığı enerji
14. Silindir duvarlarından karışıma geçen enerji
15. Soğutma suyunun götürdüğü enerji (% 30)
16. Artık gazların ısısı
17. Ekzost gazlarından atılan enerji
18. Krank dişlisi ve duvar radyasyonu



Şekil 29. Özgül efektif yakıt sarfiyatına süpap kesitinin etkisi





Şekil 31. Süpap kesitinin güce etkisi

KAYNAKLAR

- 1 BETİZ, W. and KÜTTMER, K.H. "Dübbel, Taschenbuch für den Maschinenbau" 791-798, New York (1981).
- 2 MALEEV, V.L., "Internal-Combustion Engines", 1945.
- 3 BÖGE, W. "Das Techniker Handbuch" Kraft-und Arbeitsmaschinen, Braunschweig im Mai, (1982).
- 4 SEZGEN, H., "Internal Combustion Engine Design" Ankara (1975).
- 5 GRAZ, H.L., Çeviren ÖZ, H. "İçten Yanmalı Kuvvet Makinalarının Termodinamiği", İstanbul, (1965).
- 6 YALÇINKAYA, M. "Motor Konstrüksiyonu", Ankara, (1974).
- 7 BAYHAN, M., "Ders Notları", Isparta, (1984).

1.1 Süpaplarla İlgili Genel Açıklama

Emme ve eksozt süpaplarının dizaynı ile, volumetrik ve şarj verimi, ortalama efektif basınç, indiki özgül yakıt sarfiyatı belirli ölçüde değiştirilebilir.

Süpapların çeşitli dizayn usulleri mevcuttur. Bu çalışmada sadece, üstten emme ve eksozt durumu incelenmiştir.

Yüksek hızlı, içten yanmalı motorlarda, süpap ve manifoldlardaki gazın akış direncinin artmasından dolayı motor döme hızındaki artmaya paralel olarak şarj verimi ve ortalama efektif basınç, dolayısıyla güç azalmaktadır.

Yüksek hızda şarj verimindeki menfi azalmayı engellemek için süpaplardaki gaz akışı hızını mümkün mertebe düşük tutmak gereklidir.

Taze dolgu ve artık gazların değişimi, emme ve eksozt süpapları vasıtasıyla ayarlanmaktadır. Burada ceryan eden akış olayları ancak gaz dinamiği konuları yardımıyla gerçeğe yakın olarak açıklanabilir.

Adyabatik şartların mevcut olduğu bir durumda süpaplardaki kütle akışı, Θ kran açısına bağlı olarak:

$$\frac{dm}{d\Theta} = (1/\omega) \mu A_v (P_o \sqrt{R_n T_o}) \psi_{12} \quad (1.1)$$

ifadesiyle belirlenebilir. Bu ifadede geçen ψ_{12} basınçlı akış fonksiyonu için:

$$\psi_{12} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} (P_a/P_o)^{2/k} - (P_2/P_1)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (1.2)$$

ifadesi geçerlidir.

Her defasında süpapların kesiti ve bu kesitteki dirençlerden dolayı giriş ve çıkış basınçları değişiklik gösterir.

$$P_a/P_o = [2/(x+1)]^{k/k-1} \quad (1-3)$$

mümkün olan en büyük geçme değerine ulaşmak için kritik basınç oranıdır. Denemelerde bulunan sonuçlardan görülmüştür ki, stasyoner akış araştırmaları vasıtasıyla akış sayısı veya daralma katsayısı belirlenmelidir.

1.2 Kumanda Kesiti ve Avans

Süapların alanıyla zıt orantılı olan gaz hızı için, büyük süap alanlarına gerek duyulur. Silindir kapağının sınırlı olan yüzeyinde, hem emme hem eksozt süapları için gerekli olan büyük alanı temin etmek zordur. Bu nedenle süaplar için silindir kafasında mümkün olan en iyi alan dağıtımı Hamabe ve Nagan tarafından belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlardan, optimum cari verimi için emme süap alanının eksozt süap alanına oranı 1.65 ile 2 arasında olduğu görülmektedir.

Gerçek motorlarda, emme ve eksozt süap, boru ve portlarındaki dirençlerden dolayı, eksozt basıncı emme basıncından daha yüksek, emme basıncı ise atmosfer basıncından daha düşüktür.

Emme süapı, 5 ile 10° arasında değişen avans açılarında, Ü.Ö.N. dan önce açılır. Bazen 35°, çok nadir olarak da Ü.Ö.N.dan sonra açılır.

Emme süapının kapanması A.Ö.N. sonra, düşük hızlı motorlar için 20° ile 30°, hızlı motorlar için 50° ile 60° lik avans açılarında gerçekleşir.

Emme strokunda öncelikle, art gazlar sıkıştırma yüzeyinde P_a basıncına genişler, daha sonra bu silindire taze dolgu emilmeye başlar. Bu emişi temin eden basınç farkı veya vakum ($P_a - P_a$) ya, emme süapı, manifold ve portlardaki dirençli yenmek için gerek vardır. Emme süapının görevi emiş periyodu esnasında fazla taze gazın silindir içerisine akmasına imkan vermektir. Buna karşılık eksozt süapının görevi, yanmış gazların silindiri imkân dahilinde tamamen terketmesini sağlamaktır. Hiçbir konstrüksiyonda emme ve eksozt kesitlerinin, tam olarak

açılmıyacağı ve ayrıca akış halindeki gazlar kinetik enerjiye sahip olduklarından süpap açma ve kapama zamanlarının, pistonun Ü.Ö.N.dan önce ve sonra olması lazımdır. (Şekil-1)de gösterilmiştir.

Kumanda zamanı için açılma değerinden ziyade, kumanda kesit alanları önemlidir. Eğri gidişinin değişmesi halinde: "A", "C", ve "E" alanları yaklaşık olarak sabit tutulmalıdır. Eğrinin meyilli olması iyi bir dolgu temini için tercih edilir. Eğrinin düz olması ise gürültü yönünden tercih edilir. "A" alanı nisbeten büyük seçilebilir. Kumanda elemanlarının termik yüklemeleri artarsada, süpapların gayri muntazam çalışmasına imkan verilmemelidir. "C" alanı, küçük devirlerde motorun düzgün çalışmasına olumlu etki yapıyorsa daha büyük seçilemez.

"E" alanı motorun güç karakteristiğine önemli etkisi vardır. Büyük bir alan, yüksek devirlerde fazla güç meydana getirmekle beraber, küçük devirlerde fayda yerine zararı olmaktadır.

"A" ve "C" alanları geniş bir devir sahası için uygun olarak seçilebilir. "B" ve "D" ölü noktaları arasında kumanda kesit alanları mümkün mertebe büyük olmalıdır. Ekzost alanı "B", "D" den daha küçük olmalıdır.

1.3 Süpap Kesiti Hesabı

Kumanda elemanlarının tesbitinde, kesitin tamamının ön görülen akış miktarını karşılayacak şekilde olmasına dikkat edilmelidir. Köşe noktalarında meydana gelen çözülmelerden dolayı, gerçekte daha dar bir alan meydana gelmiş olur. Süpapın gerçek akış kesiti f_s nin değeri, teorik olarak bulunan f_v kesitine göre daha küçüktür. Bu iki kesit değerinin oranı, akış katsayısı olarak ifade edilir. 'Şekil-2': bu durumu açık olarak göstermektedir.

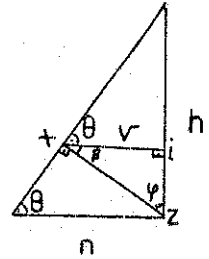
Gaz akımı, süpap ve süpap yuvalarının köşelerinde çözülmektedir. Mevcut kesit hesapla bulunandan farklıdır. Süpap kursunun küçük olduğu süpaplarda akış katsayısı yaklaşık olarak 1'e eşittir. Kurs boyu arttıkça akış katsayısı azalmaya başlar ve 0.6 değerine kadar düşer.

Genel olarak bir emme süpürge'nin teorik kesiti, süpürge'nin geometrisinden ve matematik bağıntılar yardımıyla aşağıdaki tarzda hesaplanır.

(Şekil-2) dikkate alınarak gerekli işlemler yapılır-
sa :

$$f_v = \overline{xz} \left(\frac{\overline{zk} + \overline{xy}}{2} \right)$$

$$\theta = \frac{\alpha}{2}$$



(Şekil - B)

(Şekil-B)den

$$\tan \theta = \frac{h}{n} \quad n = \frac{h}{\tan \theta}$$

$$\sin \theta = \frac{xz}{n} \quad \sin \theta = \frac{xz}{h/\tan \theta}$$

$$\overline{xz} = \frac{h}{\frac{\sin \theta}{\cos \theta}} \quad \sin \theta \quad \overline{xz} = h \cos \theta$$

$$\overline{zk} = dvi$$

$\overline{xy} = \overline{kz} + 2v$ (Şekil-B)den yararlanarak v yi hesaplayalım:

Trigonometrik bağıntılardan ve iç ters açı ifadelerinden $\theta + \beta = 90 \Rightarrow \beta = 90 - \theta$

$$\Delta \text{ xiz ninden } \beta + 90 + \varphi = 180$$

$$90 - \theta + 90 + \varphi = 180, \varphi - \theta = 0. \text{ buradan}$$

$$\varphi = \theta$$

$$\sin \theta = \sin \theta = \frac{v}{\overline{xz}} \quad v = \overline{xz} \sin \theta$$

Yukarıda yerine konursa,

$$\overline{xv} = dvi + 2\overline{xz} \sin \frac{\alpha}{2} \text{ olur.}$$

$$\overline{xy} = dvi + 2n \cos \theta \sin \frac{\alpha}{2} \text{ elde edilir.}$$

$$fv = \pi h \cos \frac{\alpha}{2} \left(\frac{dvi + lvi + 2h \cos(\alpha/2) \sin(\alpha/2)}{2} \right)$$

$$\sin 2(\alpha/2) = 2 \sin(\alpha/2) \cos(\alpha/2)$$

$$fv = h \cos(\alpha/2) (dvi + h \cos(\alpha/2) \sin(\alpha/2))$$

$$fv = h \cos(\alpha/2) \left(dvi + \frac{h}{2} \sin 2(\alpha/2) \right) \quad (1.4)$$

Genel süpap kesiti ifadesinden $\alpha/2 = 45^\circ$ için,

$$fv = \frac{h}{\sqrt{2}} \left(dvi + \frac{h}{2} \right) \quad (1.5)$$

Yukarıdaki ifadelerde süpapın emme kesiti, süpap yuvası açısı süpap stroku h ve süpap temas çapı dvi ye bağlıdır. Süp açısı 90° ile 120° arasında seçilebilir. Fakat en ideal sonuçlar 90° lik süpap açısında elde edilmiştir. Dolayısıyla $\alpha/2 = 45^\circ$ seçilince h , dvi değiştirilebilir. Süpap kursunun arttırılması akış katsayısını düşüreceğinden ve dezavantajlı bir durumdur.

Süpap stroku ile süpap oturma çapı arasındaki oran:

$$h_{\max}/dvi = 0.25, \dots, 0.30 \text{ arasındadır.}$$

(1.5) ifadesi, süpap kursuna bağlı olarak, bazan kesin sonuçlar verilebilir. Kesin hesaplar çok karmaşık formüller ve hesaplar gerektirebilir. Pratik hesaplar için yukarıda verilen formül yeterli ve uygundur.

1.4 Sığırda Çözülme Olayının Etkisi

Süpap yuvası açısının 90° ile 120° arasında seçilebileceğini ifade ettik. Bu açının 120° seçilmesi fv değerini önemli ölçüde arttıracaktır (Şekil 2). Bununla birlikte akışta önemli bir değişim olmamaktadır. Akım, süpapın çevresinde daha iyi olurken, süpap yuvalarında durum daha kötüleşmektedir. Bu duruma, gazdaki çözülme olayının

sebebi olduğunu yapılan deneyler göstermektedir. Gaz akışının çözümlmesine meydan vermemek için, keskin köşelerden kaçınılmalıdır. Süpap temas yüzeyi önünde hafif bir daralma tercih edilir.

Kumanda elemanlarında, süpaptan sonraki gaz akışı serbest yayılmaktadır. Yanma odası cidarlarında yön değiştirmekte ve mani meydana getirmektedir. Bu husus pek tabii önemlidir.

Mükemmel bir dolguya büyük tesiri olan bir hususta, taze dolgunun silindire giriş yolu üzerinde ısınmasıdır. Isınma ile gaz genişler ve emilen hava debisi azalır. Böylece süpapın kumandası uygun olmayan bir pozisyona girer. Neticede taze gazlar dar süpap aralığı içerisinde ısınmış yüzeylere temas ederek akar.

Emme esnasında, keskin köşelerde meydana gelen çözümlme nedeniyle (1.4) ifadesinde, parantez içindeki ikinci terim, çözümlenin meydana getirdiği daralmaya karşılık geldiğinden formülden eksiltilir. Böylece süpap kesiti

$$f_s = \pi d v_i h \cos(\alpha/2) \quad (1.6)$$

olur.

Burada gaz, dar kesitte süpapın oturma yüzeyine paralel C_v hızıyla akmaktadır.

Dolgu değişimi, serbest kesit f_v nin büyüklüğü ve akışın şekliyle alakalıdır. Bunun yanında zaman veya ağırlığa bağlı kesitler f_z ve f_a , dolguya belli ölçüde etki etmektedirler.

Bu kesitler sırasıyla,

$$f_z = \int_{t_0}^{t_s} f_v dt \quad (1.7)$$

$$f_a = (1/\omega) \int_{\alpha_0}^{\alpha_s} f_v d\alpha \quad (1.8)$$

dir.

Bu ifadelerde artan döşeme hızı için, f_a tarafında bir döşeme meydana gelmektedir. Süpap bindirmesi olayında, emme ve ekzost süpaplarının kesiti (f_E ve f_A) se-

ri bağlı kabulü yapılarak, gerekli fazlardan kesit (Şekil-3) e bakarak

$$fva = \int_{tE\delta}^{t_{AS}} \sqrt{(fE^2 x fA^2) / (fE + fA)^2} dt \quad (1.9)$$

şeklinde belirlenebilir.

Toplam iş prosesinin devam etmesi için t_{AS} kadar zaman geçmişse, bu zamana bağlı olarak gerekli kesit,

$$\overline{fva} = fva / t_{AS} \quad \text{elde edilir.} \quad (1.10)$$

1.5 Emme Süpapından Geçen Gazın Hızı ve Debisi

Emme süpapından geçen gazın hızı için, teorik olarak, Zeuner'e göre:

$$Cv' = \sqrt{2 \frac{n}{n-1} P_o v_o \left[1 - \frac{P_1}{P_o} \right]^{\frac{n-1}{n}}} \quad \text{yazılır.}$$

Burada $P_1 = P_a$, $P_o = P_d$ olduğunu göz önüne alarak,

$$Cv' = \sqrt{2 \frac{n}{n-1} P_d v_d \left[1 - \frac{P_a}{P_d} \right]^{\frac{n-1}{n}}} \quad \text{olarak}$$

ifade edilir.

Binom açılımından,

$$\left(\frac{P_a}{P_d} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 1 - \frac{P_a}{P_d} + \frac{1}{2} \left(\frac{P_a}{P_d} \right)^2 - \frac{1}{6} \left(\frac{P_a}{P_d} \right)^3 + \dots$$

$$Cv = \sqrt{2 \frac{n}{n-1} R_h T_d \left[1 - \frac{P_a}{P_d} + \frac{1}{2} \left(\frac{P_a}{P_d} \right)^2 - \frac{1}{6} \left(\frac{P_a}{P_d} \right)^3 + \dots \right]}$$

$T_d = 290^\circ K$, $P_d = 1 \text{ ata}$, $R_h = 287 \text{ J/kmol}^\circ K$ kabulü-

le

$$Cv' = 403 \sqrt{(1 - P_a)}$$

$C_v = \varphi C_v'$, $\varphi = 0.7$ ortalama bir değer olarak alınmaktadır.

$$C_v = 235.6 \sqrt{(1-P_a)} \quad (m/sn) \quad (1.11)$$

1 denkleminde hareketle süpürden geçen hava ve yakıt debisi için genel bir ifade olarak,

$$\dot{m} = \rho_g A_v \varphi \alpha = \rho_v A_v \mu \sqrt{2gh} \quad (1.12)$$

yazılabilir.

$$\varphi = \psi \sqrt{2gh} \quad (11.1)$$

Burada h , akan akışkanın oluşturduğu basınç yüksekliğidir. $\mu = \alpha \psi$ olmak üzere 11 ifadesi yazılmıştır.

μ , daralma katsayısı yaklaşık 0.95 olarak alınmaktadır. Akış fonksiyonu ψ ise ideal bir sonuç için 0.7 alınabilmektedir.

Karbüratör hesaplarında basınç yüksekliği h , m/ss olarak

$$h = h_s \rho_s / \rho_g \quad (11.2) \text{ olarak yazılabilir.}$$

$\rho_s = 1000 \text{ kg/m}^3$ yazılırsa, 11 denklem:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \mu A_v \sqrt{h_s \rho_g \rho_s} = \mu A_v \sqrt{1000 h_s \rho_g} \\ \dot{m} &= 31.62 \mu A_v \sqrt{h_s \rho_g} \quad [m/ss] \quad (1.13) \end{aligned}$$

olarak elde edilir.

(11.c) ifadesini hem hava hem yakıt için kullanarak venturi bacağındaki yakıt ve hava debisi için

$$\dot{m}_y = 31.62 \mu_y \sqrt{A_{ven} h_s \rho_y} \quad (1.14)$$

$$\dot{m}_h = 31.32 \mu_h \sqrt{A_{ven} h_s \rho_h} \quad (1.15)$$

ifadeleri elde edilir.

Otto motorlarında $C_p/C_v = 1.41$ olarak üzere süpüreye gelen yakıt hava karışımının hızını belirlemek için venturi

Lülesindeki hava ve yakıtın debileri:

$$C_{2h} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_d \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_d} \right) \right]^{\frac{k-1}{k}}} \quad (1.16)$$

Lülemen en dar yerindeki hava hızı olmak üzere, venturi lülesinden sn de geçen hava debisi

$$M_{2h} = \frac{A_{2h} C_{2h}}{Q_2} \quad (\text{kg/sn})$$

$$v_2 = c_o \left[\frac{P_d}{P_2} \right]^{\frac{1}{k}} \quad c_o = \frac{R_h T_d}{P_d}$$

$$v_2 = \frac{P_h P_d}{P_d} \left[\frac{P_d}{P_2} \right]^{\frac{1}{k}}$$

$$m_{2h} = A_{2h} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{P_d}{v_d} \left(\frac{P_2}{P_d} \right)^{-\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_d} \right)^{\frac{k+1}{2}}}$$

Gerçek hava debisi için,

$$m_h = \mu_h m_{2h}$$

Burada $\mu_h = \alpha \psi$ olmak üzere, 0.3 almak ideal en ideal sonucu vermektedir.

Bu ifadelerde 2 indisi, venturi boğasının en dar yerindeki büyüklükleri ifade eder.

Yakıt debisinin hesabı,

$$C_{2y} = \sqrt{2 \frac{P_2 - P_1}{\gamma}} \quad (1.17)$$

$$C_{2y} = A_{2y} \times c_{2y} \rho_y \quad (1.18)$$

Gerçek yakıt debisi için:

$$m_y = \mu_y A_{2y} \sqrt{2 (P_{dy} - P_2) \rho_y} \quad (1.19)$$

olmaktadır. Yakıt için $\mu_y = 0.75$ alınmakla en yaklaşık sonuçlar elde edilmiştir.

Süpapın açılması, $C_{\max}$ piston hızının fonksiyonu olarak hesaplanan süpaptan geçen gaz hızı $C_{v_{\max}}$ ye bağlı olarak belirlenir.

$$C_{v_{\max}} = C_{\max} (F/f_s) = C_{\max} \left(\frac{D}{d_{xi}} \right)^2 \quad (1.20)$$

Piston hızı 0 dan $C_{\max}$ 'a kadar değişir ve her strok sonunda 0'a tekrar düşer. Ortalama piston hızı ile maksimum piston hızı arasında $\pi/2$ gibi bir oran vardır. Buna bağlı olarak manifoldlardan geçen gaz hızı ile süpaplardan geçen maksimum gaz hızı arasında $\pi/2$ gibi bir artış olmaktadır. Gaz hızı arttıkça, akışı devam ettirmek için gerekli olan basınç farkıda artar. Bu artışa bağlı olarak (1.11) ifadesine bakıldığında, emme sonu basıncının düştüğü görülmektedir.

Silindirde yüksek şarj temin etmek için, hem ekzost stroku sonundaki hemde emme stroku sonundaki basınç düşmesi küçük olmalıdır.

Bu durumu sağlamak için, (1.20) ifadesine bakıldığında süpaptan geçen maksimum gaz hızı $C_{v_{\max}}$ 'ın düşürülmesi gerekir. Pistonun özellikleri sabit $C_{v_{\max}}$ kaldığına göre (1.6) ifadesiyle verilen süpap kesitini arttırmak gereklidir. Bu ifadede h süpap strokunu arttırmak, çözülme clayını artırdığından, yapılabilecek tek değişiklik süpap çapı d_{vi} yi arttırmaktır.

Öteyandan gaz hızı sadece basınç farkıyla değil türbülansla da değişmektedir. Böylece silindir kafasında ki ekzost ve emme süpabı bağlantısı (Şekil-4) de gösterilmiştir.)

Bu şekilde, noktalı çizgiyle gösterilen haliyle daha düzgün bir akış, türbülans oluşumunu azalttığı için gaz hızında artma olasısına rağmen akış basıncı son derece azalır.

(1.20) ifadesi, gazın ya basıncını veya sıcaklığını dikkate almaz. Bu yüzden gaz hızının teorik değerini verir, sadece karşılaştırma ve dizayn özellikleri için kolaylık sağlar.

Gaz hızının değerini bulmak için daha ideal bir çözüm, şarj verimi η_{ch} ve avans açılılarına bağlı olarak emme süpabında:

$$Cv = \frac{P_d C_v T_{m_{ch}} 180}{T_d P(180 + \beta + \alpha)} \quad (1.21)$$

olur. T, P süpapın basınç ve sıcaklığını vermektedir.

Ortalama olarak emme süpaplarının sıcaklığı 400°C, ekzost süpaplarının sıcaklığı 600-900°C arasında değişir.

Süpapların sıcaklığı şu nedenlerden dolayı artacaktır:

1. Tam yükte yüksek hızlı dizel motorların yüksek sıkıştırma oranına sahip olmasından,
2. Gaz hızının süpaplarda çok hızlı olmasından,
3. Yakıtın iyi nüfuz etmemesinden,
4. Avans açılarının küçük olmasından,
5. Soğutma suyunun boşalma sıcaklığı yüksek olduğu zaman, süpap sıcaklığı artar.

(1-21) denkleminde α , süpapın açılmasından, A.Ö.N. ya kadar olan krank dönme açısının β , A.Ö.N. dan süpapın kapanmasına kadar olan krank dönme açılarının değerlerini temsil eder.

2-Dört Stroklu Motorlarda Ceryan Eden Proseslar Ve Süpap Etkisi

2.1 Emme Esnasındaki Olaylar

Gerçek motorun performansı, yine gerçek motordan alınan indikatör diagramından elde edilen sonuçları kullanarak, iş gazlarının davranışını, basınç ve sıcaklıkları dikkate alarak işlenebilir.

(Şekil 5) de olduğu gibi, emme strokundaki olaylar, yumuşak yayla alınan bir indikatör diagramında en ideal şekilde incelenmiştir.

Piston emme strokuna C noktasında başlayınca, sıkıştırma boşluğu yani ölü hacim V_c , P_r basıncı ve T_r sıcaklığındaki artık gazlarla dolmaktadır. Bu boşluğu dolduran artık gazların kütlesi m_r :

$$m_r = P_r V_c / R_e T_r \quad (2.1)$$

karakteristik denkleminde bulunabilir. Piston C noktasından a noktasına hareket ettiğinden, artık gazlar önce P_a emme basıncına genişler, sonra süpap emiş için açılıp silindire taze dolgu akışına başlar. Taze dolguyla birlikte artık gazlarda silindire dolar. Süpapta oluşan $(P_d - P_a)$ basınç farkına süpaplardaki direnci yenmek için gerek duyulur. Bu direnç, motor devriyle ve buna bağlı olarak piston hızıyla artar. Emme prosesinde en önemli faktör a noktasındaki emme sonu basıncıdır.

Genel olarak Otto motorlarda, emme hakkında söylenenler, hem hava hemde havasız enjeksiyonlu dizel motorlara da uygulanabilir.

Dizel motorlarda, giriş sistemi karbüratörlü motorlardan daha kısıdır ve daha az direnç meydana gelir. Düşük ekzost ve silindir duvar sıcaklıklarından dolayı, dizel motorlarda, taze havanın aldığı ısı miktarı, sıcaklık artışı, buji ateşlemeli motorlarıkinden oldukça kü-

çüktür. Diğer taraftan artık gazların miktarı daha azdır.

Bu nedenle, süpap çapı ve adedindeki artış Otto motorları için daha avantajlıdır. Bu yönde yapılan pratik uygulamalar (ek-3) de verilmiştir.

Süpap ayarı dizel ve Otto motorlarında yaklaşık aynıdır. Otto motorlar için süpap ayar diagramı yine (ek-3) de verilmistir. Emme süpapının normal kapanışı, ölü noktadan sonra yaklaşık 20° ile 30° , yüksek hızlı motorlarda 40° olmaktadır.

Emme stroku sonunda silindir içindeki gazların sıcaklığı T_a ,

$$T_a = \frac{T_d + \Delta T_w + \gamma T_r}{1 + \gamma} \quad (2.2)$$

ifadesiyle verilmektedir. Ayrıca

$$T_a = \frac{P_d \epsilon P_a}{\epsilon P_a - P_r \left(1 - \frac{T_d}{P_r}\right)} + \Delta T_w \quad (2.3)$$

ifadesiyle verilmektedir. Emme stroku sonunda silindir içindeki gazların sıcaklığı T_a , dış hava sıcaklığı T_d den daha yüksektir. Taze dolgu, art gazlarla karışınca sıcaklığı $\gamma T_r = \Delta T_m$, piston ve silindir duvarlarıyla temas edilince ΔT_w kadar artar.

Böylece T_a için

$$T_a = T_d + \Delta T_w + \Delta T_m \quad (2.4)$$

eşitliği de yazılabilir.

(2.2) ve (2.3) ifadeletine bakıldığında emme sonundaki basıncın, artık gazların katsayısına ve emme sonundaki basınca bağlılığı görülmektedir. (1.11) ifadesi emme basıncı ile emme süpapından geçen C_v hızı arasındaki bağıntıyı belirlemektedir. Bu eşitlikler bir arada değerlendirilirse, emme süpapı çapının artışı süpapdan geçen gazın hızını düşürmektedir. Gaz hızının düşmesi ise

emme sınırlı basıncını arttırır. Emme basıncındaki artış ise T_d sıcaklığını düşürür.

2.1.1 Artık Gazlar

Gerçek motorda taze dolgu havası, önceki proses-ten kalan, sıkıştırma hacmindeki artık gazlarla karışır. Bu sıcak gazlar, dolgu havasına iki şekilde tesir eder.

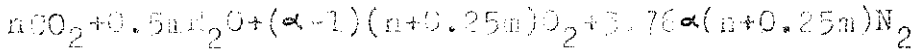
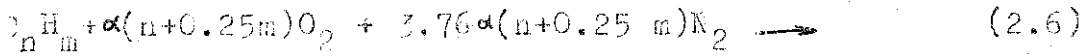
a) Sıcak gazlar, hem emme strokunun hacimsel verimini düşürerek, hemde dolgu havasının sıcaklığını arttırarak şarj verimini düşürür.

Dış şartlardan T_d sıcaklığında emilen hava, artık gazların etkisiyle, sıcak cidarlardan ısı almadan önce,

$$T_{ch} = \frac{P_r (M_1/M_2) + P_d \eta_v (\epsilon-1)}{P_r (M_1/M_2)/T_r + P_d \eta_v (\epsilon-1) T_d} \quad (2.5)$$

sıcaklığına kadar ısınır.

CnHm şartlarında bir yakıt için reaksiyon denklemini yazarsak,



bağıntısının oluşturduğu deneysel olarak belirlenmiştir.

M_1 , taze dolgunun yakıt başına mol miktarını, M_2 yanma ürünlerinin yakıt başına mol miktarını ifade eder.

Artık gazların etkisinden dolayı sıcaklık artışı

$$\Delta T_m = T_{ch} - T_d \quad (2.7)$$

kadardır.

Silindir duvarlarıyla da temas söz konusu olduğundan bu yolla meydana gelen sıcaklık artışına dikkate alınmalıdır. Ayrıca, özgül ısıların sabit kaldığı kabulleri yapılarak yapılan işlemlerde hatalı sonuçlar verecektir.

Sıcak yüzeylerle temas nedeniyle sıcaklık artışı

ni belirlenmek için, silindir duvarından ısı akışı konusu ve kayıplar ele alınmalıdır.

b) Sıcak gazlar; içerisindeki inert gazların miktarının artmasıyla taze dolgu havasını seyreltirler ve böylece ateşleme ve yanmayı kötüleştirirler

Şarj seyreltme; yanma olasının relativ hacminin süpap direncinin, özellikle emme basıncı ve gaz sıcaklığının bir fonksiyonudur. Şayet seyreltme belli bir limiti geçerse, şarj düzensiz olarak yanmaya başlar. Sonradan yanma gibi olaylar meydana gelir.

Nümerik olarak seyreltme de silindir içindeki toplam gaz ağırlığının, artık gazların ağırlığına oranıdır.

$$de = \frac{G_r}{G_r + G_{ch}} \quad (2.8)$$

şeklinde ifade edilir. Bu ifadeye toplam gaz ağırlığı

$$G_r + G_{ch} = G_{top} = P_a(V_H + V_C) / P_a R_a \quad (2.9)$$

bağıntısıyla belirlenir. (Şekil-6) bu olayı göstermektedir. Bu grafikte a eğrisi, strok başına silindir içindeki taze dolgu değişimini göstermektedir.

Artık gazların ağırlığı G_r , emme basıncının değişimiyle ters orantılıdır. Emme basıncı azalınca bu gazlar artar. Dolayısıyla emme basıncının düşmesine neden olan, süpaptan geçen gaz hızının artışı engellenmelidir. Buna bağlı olarak motorda güç düşmesi meydana gelir.

a eğrisinin ordinatına, artık gazların ağırlığı ilave edilerek, silindir içindeki gazların toplam ağırlığını gösteren b eğrisi elde edilir. b eğrisiyle, a ve b eğrisi arasındaki düşey mesafe çözümlenirse c eğrisi elde edilir. c eğrisi, özellikle strok emme basıncında oldukça büyük olan seyreltme miktarını gösterir.

Sıcak artık gazların taze dolgu ile karışmasından sonra bu taze dolgu ve artık gazların dengelenmiş sıcaklığı, (2.5) ifadesiyle bulunabildiği gibi karışım öncesi ve sonrası için ifadeleri eşitlenerek,

$$G_r C_p (T_r - T_{ch}) = G_{ch} C_p (T_{ch} - T_a) \quad (2.10)$$

bağıntısından bulunabilir. Bu eşitlikte m_{ch} ,

$$m_{ch} = F_d \eta_v V_h / R_d T_d \quad (2.11)$$

eşitliğinden bulunur. η_v volümetrik verim olup

$$\eta_v = V_{ch} / V_h \quad (2.12)$$

dir.

Yeni formülün birinci üyesiyle önce sonundaki dolgu gazı sabiti R_d yerine,

$$R_d = R_c = R_a \frac{M_1}{M_2} = R_a \frac{1}{8} \quad (2.13)$$

gibi bir bağıntı vardır.

Artık gazların gaz sabiti için, (2.6) bağıntısını dikkate alarak,

$$R_r = \frac{\bar{R}}{\sum_{i=1}^N \Gamma_i x_i} \quad (2.14)$$

$$x_i = \frac{n_i}{n_T}$$

$$R_r = \frac{\bar{R} (n_{CO_2} + n_{N_2} + n_{H_2O} + n_{O_2})}{n_{CO_2} M_{CO_2} + n_{N_2} M_{N_2} + n_{H_2O} M_{H_2O} + n_{O_2} M_{O_2}} \quad (2.15)$$

eşitliklerini yazabiliriz.

2.1.2 Isı Bilançosu ve Kayıplar

Motorla oluşan kayıpları incelemek için, toplam enerji bilançosu ilkesinden hareket edilmelidir.

(Şekil-7)ye bakarak, enerji bilançosunu yazıp krank açısı θ ya göre diferansiyelini alırsak,

$$\frac{dQ_B}{d\theta} = \frac{dQ_w}{d\theta} + \frac{d(m_z u_z)}{d\theta} + P_z \frac{dV_z}{d\theta} + \frac{dm_a}{d\theta} h_a + \frac{dm_e}{d\theta} h_e \quad (2.16)$$

ifadesi elde edilir.

Yanma odasının çeperiyle iş gazı arasında, iletkenlik gaz hareketi ve ısınma sebebiyle kayıplar ve ısı değişimi meydana gelir.

Yanma sebebiyle $d\theta$ krack açısında silindire sokulan ısı miktarı,

$$dQ_B = m_B H_u d\theta \quad (2.17)$$

kadardır.

Serbest sistemdeki ısı bilançosu için,

- Isı alış verişinden dolayı, duvar ve iş gazı arasındaki gövde kayıpları
- Sistemin iç enerjisindeki değişim
- Sistemin ağırlığının etkisi
- İçeri giren dolgunun entalpisi ve aynı şekilde artgazlarla kaybolan enerji dikkate alınmaktadır.

Processin devam etmesi için gerekli yakıt miktarı:

$$m_B = \frac{Q_B}{H_u} \quad (2.18)$$

dir.

İş gazının ısıya yakıt karışımındaki değişime:

$$\frac{dm_z}{d\theta} = \frac{dm_a}{d\theta} + \frac{1}{H_u} \frac{dQ_B}{d\theta} - \frac{dm_e}{d\theta} \quad (2.19)$$

bağıntısıyla verilmektedir.

2.1.3 İş Yapan Gazların Dönüşü

İş enerjisi üretiminin ve ısıya faydalılık katsayısının bir fonksiyonu olarak,

$$U_z = U_z(P_z \alpha) \quad (2.20)$$

şeklinde ifade edilir. Daha sonra,

$$\frac{dT_z}{d\theta} = \frac{1}{m_z \frac{\partial u_z}{\partial T_z}} \left(\frac{dQ_B}{d\theta} - \frac{dQ_w}{d\theta} - P_2 \frac{dV_z}{d\theta} h_a - h_z \frac{dm_e}{d\theta} - U_z \frac{dm_z}{d\theta} - m_z \frac{\partial u_z}{\partial \alpha} \frac{d\alpha}{d\theta} \right) \quad (2.21)$$

Diferansiyel eşitliği yazılabilir.

Yakıt miktarındaki değişme:

$$\frac{dQ_B}{d\theta} = \frac{1}{H_u} \frac{dQ_B}{d\theta} - \frac{m_B}{m_z} \frac{dm_e}{d\theta} \quad (2.22)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Aynı şekilde gaz karışımından

$$\frac{d\alpha}{d\theta} = \left(\frac{1}{l_{\min} m_B} \right) \left(\frac{dm_z}{d\theta} - \frac{m}{m_B} \frac{dm_e}{d\theta} \right) \quad (2.23)$$

ifadesi yazılabilir. Bu eşitlikteki $l_{\min}$, mol/kg cinsinden

$$l_{\min} = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H_2}{4} + \frac{O_2}{32} \right) \quad (2.24)$$

şeklindedir.

İş yapan gazların termik ve kalorik değerleri biliniirse, (2.21) eşitliğiyle verilen sınır şartı yardımıyla adım adım çözüme gidilir.

2.1.4 Motorlarda Gerçek İş Prosesi

Eğer her silindir için gerçek iş dağılımı varsa, yani her silindir aynı miktarda iş temin ediyorsa,

$$W_{th} = Q_B - \sum Q_k = \int p dV \quad (2.25)$$

eşitliğinden hareketle bir çevrim için elde edilen iş:

$$W_t = Z \int P_z dV \quad (2.26)$$

şeklinde genel olarak ifade edilebilir. Dört zamanlı motorlarda iş, proseste artık gazların varlığında söz konusu olmak kaydıyla, W_{i1} iş strokunun pozitif yükleme durumuna bağlı W_{i2} iş strokunun ise pozitif veya negatif olması gerekir (Şekil-8).

Gerçek iş prosesinin belirlenmesinde, mutlaka deneysel metodlardan istifade edilmesi gerekir. Bunun için indikatör diyagramının incelenmesi ve bu diagram vasıtasıyla olaylar gerçekte intibak ettirilmektedir.

(2.26) ifadesinde verilen iç iş ifadesine göre, bir pistonu ait indikatör diagram alanı, silindirdeki basınca ve dolayısıyla piston yoluna bağlıdır. Eğride temin edilen düzelme, elde edilen işin uygunluğu, yani artması demektir (Şekil-1) de piston yolu frekansı verilmiştir.

$$x_k = x_k(\theta) \quad (2.27)$$

ile silindir sayısı z ve krank açısı ile açısal hıza bağlı olarak W_i :

$$W_i = z \cdot a_p \cdot \int_0^{2\pi} P_2(\theta) \frac{dx_k}{d\theta} d\theta \quad (2.28)$$

bağıntısından elde edilebilir.

Faydalı iş, iç işten elde edilir. Böylece bir motorda yük freni ile sağlanan M momenti ve zaman sayısı a ya bağlı olarak

$$W_e = 2\pi M a \quad (2.29)$$

formülüyle elde edilir. Burada ifade edilen zaman sayısı a ; 4 zamanlı ve tek tesirli motorlar için 2, 2 zamanlı ve tek tesirli motorlar için 1 olarak alınır. Çift tesir durumu olunca $a=2a$ olarak alınır.

İç iş ile faydalı iş arasındaki farka, sürtünme işi denir.

$$W_R = W_i - W_e \quad (2.30)$$

Sürtünme işi, airdinamik kayıplar, hidrolik kayıplar ve yardımcı makineleri işletme kayıplarının toplamından oluşur. Ayrıca bunların hepsi birlikte dikkate alındığında yükleme ve devir sayılarına bağlı oldukları görül-

mektedir. Hızlı taşıt motorlarında, işletme düzeninin sürtünme işindeki payı % 67 ye ulaşmaktadır. Bunlar içerisinde de piston ve segmanların payı daha fazladır. Bu pay diğer sürtünme payının 1/3 ü mertebesinde dir.

Toplam sürtünme işi W_2 nin belirlenmesi, dönme momenti yanında, motorun indikatör diyagramının belirlenmesinde de önem arz eder. Dolayısıyla bir silindir içindeki akışın sapması ve girdap oluşturmaları dikkate alınmalıdır.

Q_k ; (2.25) ifadesi dikkate alındığında, Q_{ab} termodinamik kayıplar, iş hacmindeki gaz sızdırmaları, gövde ve iş gazları arasındaki ısı alış veriş, akış ve mükemmellik bakımından ideal olmayan yanma, izokor olmayan ısı dağılımı, yük değişimindeki kısılma gibi etkenler yükleme değişikliğine sebep olmakta ve takip eden prosesde gerçekleşmesi gereken iş akışında saptamalara sebep olmaktadır (Şekil-8).

Isı kapasitelerinin değiştirilmesi, sıcaklık, gaz karışımı, endoterm bozunma gibi olayların etkisi, teknik işin eksiklesinden belirlenebilir (Şekil-5) bu hususlar hakkında fikir vermektedir.

Adyabatik iş W_{ady} , Mollier diyagramı yardımıyla alınan bazı değerlerden ve yaklaşık eşitliklerden düzgünce belirlenebilir.

Isıl verim η_t ,

$$\eta_t = \frac{Q_{net.}}{Q_1} \quad (2.31)$$

eşitliğinden belirlenebilir.

Isıl verim, (Şekil-9) da görüldüğü gibi, hava fazlalık katsayısı, sıkıştırma oranı, başlangıç durumu, basınç oranına bağlı olarak değişir. Sabit hacim prosesinde (Şekil-10) ve (Şekil-11) de olduğu gibi sınır şartları dikkate alınarak, ısı verim η_t için, yaklaşık bir tahmin yapmak mümkündür.

2.1.5 Yanma Neticesinde Duvara Geçen Isı Miktarı

İş yapan gazlardan, belirli bir silindir duvarı yüzeyine geçen ısı,

$$dQ_v = \alpha_i A_s (T_z - T_{wi}) dt \quad (2.32)$$

kafardır. Bu bağıntıda α_i , zamana bağlı olarak her defasında değişmektedir. Böylece mevzii ısı iletimi için ortalama bir α_i belirlenmelidir.

Emme stroku esnasında, 4 stroklu motorların silindirinden taze dolguya geri akan ısı, şarj sıcaklığını ΔT_w kadar arttırır, şarj havasının ağırlığını azaltır. Bu ise güç azalmasına sebep olur. Yukarıdaki ifadeyi daha genel olarak

$$Q_w = \alpha_i A (T_g - T_w) t \quad (2.33)$$

şeklinde yazabiliriz.

Gaz ve metal silindir duvarı arasındaki ısı değişimi, radyasyon, konveksiyon ve kondüksiyonla gerçekleşir. Bu etkiler sıcaklık farkıyla birlikte, α_i ısı iletim katsayısını belirler. Isı iletim katsayısı için,

$$\alpha_i = \alpha_r + \alpha_c \quad (2.34)$$

genel ifadesini yazabiliriz. Bu eşitlikte α_r , radyasyon etkisini, α_c ise, kondüksiyon ve konveksiyon ile ısı transfer etkisini temsil eder. α_c , yüzey katsayısı olarak da tanımlanmaktadır.

Mevzii ve zamana bağlı duvar sıcaklığı T_w , toplam duvar yüzeyi veya bir bölümü, (piston, perno, silindir kafası) için tanımlenir. Gaz ve duvar ısı alış veriş, iş yapan gazın durumuna bağlıdır. Ayrıca, yanma tarzı, silindir içindeki akış ve geometrik ölçülere bağlıdır.

2.1.5.1 Isı İletim Katsayısı

Dizel ve Benzinli motorların ölçülerine göre ısı iletim katsayısı α_i , [$\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$] cinsinden,

$$\alpha_i = 130 P_z^{0.8} T_z^{0.53} D^{0.2} [C_1 C_m + C_2 (P_z - P_c) V_h T_a / P_a V_a]^{0.8} \quad (2.35)$$

esitliği ile verilmektedir.

Burada iş gazlarının basıncı P_z (bar) ve sıcaklık T_z , piston çap D (m) ve ortalama piston hızı C_m (m/sn) olarak alınmıştır. Basınç farkı $(P_z - P_c)$ ise, yanma sonu basıncı ile, sıkı tırma sonu basıncı arasındaki farktır. P_a , V_a ve T_a ise, emme sonundaki yani stroke hacmindeki büyüklüklerdir.

Sıkıştırma ve genişleme esnasında,

$$C_1 = 2.28 + (0.308 \frac{C_u}{C_m}) \quad (2.36)$$

Yıkılma esnasında,

$$C_2 = 6.81 + (0.417 \frac{C_u}{C_m}) \quad (2.37)$$

dır. C_u/C_m oranı, emme esnasında girdap akışlarının pistonun hareketi esnasında gaz hareketinin etkisini dikkate almak içindir.

Tecrübe ile bilin edilen değer, direk püskürtmeli, hızlı çalışan motorlarda $C_u/C_m = 2.5$, duvar bölmeli M.A.N.M usulünde, $C_u/C_m = 3$ alınmaktadır. Dişer akışlı Vankar motorlar için $C_u/C_m = 0$ olmaktadır.

C_2 sabiti, buharlık ve yanma etkisi neticesinde ve bu işin ilgisizliğinde, bu olaylarında dikkate alınmaz. Sıkışma için kullanılan dişer motorlarda M.Yetodu için ve Otto motorlarında en yavaş olmalı konstrüksiyonlarda sırasıyla,

$$C_2 = 3.24 \cdot 10^{-3} \quad \text{m/s}^{\circ K} \quad (2.38)$$

$$C_2 = 6.22 \cdot 10^{-7} \quad \text{m/s}^{\circ K} \quad (2.39)$$

alınmaktadır.

(2.35) eşitliğinde bağldığında, P_a nın artması ısı transfer katsayısının düşürmektedir. P_a nın artması

$$P_c = P_a \epsilon^n \quad (2.40)$$

bağıntısında olduğu gibi P_c yi arttıracaktır. Yine aynı şekilde P_a nin artışı T_a yi düşüreceğinden ısı transfer katsayısı düşecektir. P_c nin artışı ise $(P_z - P_c)$ basınç farkını azaltacağı için yine α_i düşecektir.

P_a nin artışı ise, süpaptan geçen gazın hızının azalması, yani süpap çapının artışı demektir.

Ayrıca Stefan-Boltzmann ışıınım kanunundan

$$\alpha_r = \frac{C}{T_g - T_w} \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] \quad (2.41)$$

elde edilmektedir.

Nusselt'in araştırmalarına göre $C = 0.362 \text{ kcal/mh}^{\circ}\text{C}$ dir.

Yüzey katsayısı α_c , piston hızı C nin bir fonksiyonu olan gaz hareketinin ve e ve basıncının bir fonksiyonu olan gazın yoğunluğunun ve gazın sıcaklığına bağlıdır.

Nusselt'in araştırmalarından, bir motor çevrimi için ortalama bir değer olarak aşağıdaki eşitlikle belirlenebilmektedir.

$$\alpha_c = b(1+1.24C) \sqrt[3]{P_g^2 T_g} \quad (2.42)$$

Burada b , düşük ve yüksek türbülanslı motorlarda ortalama bir değer olarak 0.99 alınmaktadır.

Böylece toplam ısı iletim katsayısı α_i için;

$$\alpha_i = \left\{ \frac{0.362}{T_g - T_w} \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] + (0.99 \sqrt[3]{P_g^2 T_g})(1+1.24C) \right\} \quad (2.43)$$

elde edilmiştir. Bu denklemde,

T_g , gazın sıcaklığı, T_w çeper sıcaklığı, P_g gazın basıncı (ata), C_m ortalama piston hızı (m/sn)dir.

Böylece kaybolan ısı

$$Q_w = A(T_g - T_w)t \left\{ \frac{0.362}{T_g - T_w} \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] + (0.99 \sqrt[3]{P_g^2 T_g})(1+1.24C) \right\} \quad (2.44)$$

kadardır.

Aynı şekilde kayıp ısı 1 mol dolgu için krank açısına bağlı olarak,

$$dQ_w = 1.5410^{-6} \frac{V_a^{\epsilon-1}}{C} (\beta + 4\gamma x_\alpha) \alpha_i (T_g - T_w) d\alpha \quad (2.44)$$

bulunur.

Bu denklemde, β yanma odası yüzeyinin özlük sayısı (2.52 alınabilir).

D piston çapı

$\frac{D^2}{4}$; piston Ü.Ö.N.'de iken yanma odasının yüzey alanı

γ ; Strok çap oranı H/D

x_α , Ü.Ö.N.'dan itibaren ölçülen piston yolunun strok oranı

V_a , Silindirin başlangıcındaki gaz durumuna ait mol hacmi.

Isı geçirgenliği katsayısının, ısıtma terimi, genel olarak çok küçük olduğundan ihmal edilebilir.

Hesaplanan ısı geçişinin toplam ısı geçişine oranını C ile gösterilirse,

$$dQ_w = CV_a^{\frac{\epsilon-1}{\epsilon}} (\beta + 4\gamma x_\alpha) \sqrt[3]{P_g T_g} \left(\frac{1}{C} + 1.24 \right) (T_g - T_w) d\alpha \quad (2.45)$$

ve α ya tabi olmayan bütün terimler K katsayısında toplanarak,

$$dQ_w = K \left(1 + \frac{4\gamma}{\beta} x_\alpha \right) \sqrt[3]{P_g T_g} (T_g - T_w) d\alpha \quad (2.46)$$

bulunur.

Bu denklemin yardımıyla ısı geçirgenliği sıvısal olarak incelenebilir. Bu denklemde gerçek olaylar çok ek-sik bir P_g oranı itibare alınmıştır.

2.1.6 Duvardan Isı Akışı

Emme stroku esnasında, dört stroklu motorların silindir duvarlarından taze dolguya akan ısı, dolgunun sıcaklığını arttırır, dolgunun ağırlığı azalır ve böylece üretilen güçte azalır. Transfer edilen ısı miktarı (2.34) ifadesinden hesaplanmaktadır.

Silindirin farklı kısımlarının ortalama sıcaklığı için, duvara ısı akışı olmadan önce verilmiş olan değer kullanılabilir.

Şayet, emme stroku sonundaki sıcaklık t_a , m_T ise saatteki art gazların ve taze dolgunun karışımının ağırlığı ise, duvar tarafından verilen ısı miktarını, karışımın kazanmış olduğu ısıya eşitleyerek,

$$\sum \alpha_i A (T_w - T_g) t = c_p m_T (T_a - T_{ch}) \quad (2.47)$$

veya

$$T_a - T_{ch} = \sum \alpha_i A \cdot t (T_w - T_g) / C_p m \quad (2.48)$$

dir.

Mol sisteminin avantajlarından istifade ederek, gazların hacimlerini bulmak ağırlığını bulmaktan daha kolay olduğundan $T_a - T_{ch}$ yerine ΔT_w temsilen kullanılmak suretiyle ve aynı şekilde $C_p m$ nin yerine molekül miktarının moleküler ısı toplam ürünleri dikkate alındığında sıcaklık artışını,

$$\Delta T_w = \sum \alpha_i A \cdot t (T_w - T_g) / (C_{pm1} n_{ch} + C_{pm2} n_r) \quad (2.49)$$

ifadesi verir.

$$n_{ch} = \left(\frac{P_a \times (V_h + V_u)}{T_a} - \frac{P_r \times V_u}{T_r} \right) \times \frac{60 \times n}{\bar{R}} \quad (2.78)$$

ifadesiyle (mol/saat) olarak bulunur:

$$n_r = \frac{P_r \times V_o \times n \times 60}{T_r \times \bar{R}} \quad (2.50)$$

şeklinde dir.

$$T_g = T_{ch} + \frac{1}{2} \quad T_w = \frac{1}{2} (T_a + T_{ch}) \quad (2.51)$$

$$\Delta T_w = \frac{O_w}{(C_{pm1} n_{ch} + C_{pm2} n_r)} \quad (2.52)$$

Emme stroku sonundaki sıcaklık T_a ,

$$T_a = T_{ch} + \frac{O_w}{(C_{pm1} x n_{ch} + C_{pm2} x n_r)} \quad (2.53)$$

bağıntısını verir.

2.1.7 Başlangıç Şartlarının Verime Etkisi

Başlangıç durumunun normal şartlardan farklı olması verimi değiştirir. Cordier[5], η_{th} ile başlangıç durumu arasındaki bağıntıları incelenmiş ve aşağıdaki sonuçları çıkarmıştır.

2.1.7.1 Emme Basıncının Değişmesi

Basınç P_a den P'_a ye değişmesi halinde

$$P_a V_a = P'_a V'_a \quad \text{olur.}$$

U , p ye bağlı olmadığı kabul edildiğinden,

$$\eta_{th} = \frac{BH_u + B(u_v) + u'_a - V_e}{BH_u}$$

termik verim ifadesinin P_a ye göre türevi alınır,

$$\frac{d\eta_{th}}{dP_a} = d\eta_{th} = \frac{dBH_u}{dP_a BH_u} + \frac{dB(u_v)}{dP_a BH_u} - \frac{d\beta V_e}{dP_a BH_u} + \frac{dV_a}{dP_a \beta BH_u}$$

$$d\eta_{th} = - \frac{\beta dV_e}{BH_u} \quad (2.54)$$

elde edilir.

Yanma Denkleminden,

$$V_z = \frac{(BH_u + U_Y)}{\beta} - AP_z V_z + \frac{1}{\beta} (V'_c + AP_z V_c) \quad (2.55)$$

bulunur.

$P_z V_z = R T_z$ yukarıda denklemde yerine konursa yanmadan evvelki durum ve yayınan ısı aynı kaldığından

$$dV_z = -AR' \times dT_z \quad (2.56)$$

bağıntısı elde edilir.

Buradan başka denge durumundaki büyüklükler (*) ile gösterilirse,

$$S_e^* = S_z^* + AR \ln \left(\frac{\beta V_z}{V_a} \right) \quad (2.57)$$

$$dS_e^* = dS_z^* + AR \left(\frac{dV_z}{V_z} - \frac{dV_a}{V_a} \right) \quad (2.58)$$

$$\frac{dV_z}{V_z} = \frac{dT_z}{T_z} - \frac{dP_z}{P_z} \quad (2.59)$$

olur. Bu son denklemde yanmadan sonra (R') nin sabit kaldığı kabul edilmektedir.

$$\frac{dV_a}{V_a} = - \frac{dP_a}{P_a} = - \frac{dP_z}{P_z} \quad (2.60)$$

yardımla,

$$dS_e^* = dS_z^* + AR \frac{dT_z}{T_z} \quad (2.61)$$

bağıntısı elde edilir.

Tam diferansiyel ds_4^* , u ve v nin fonksiyonu olarak ve (Şekil

$$dS_z^* = \left(\frac{\partial S_z^*}{\partial u} \right) du + \left(\frac{\partial S_z^*}{\partial v} \right) dv \quad (2.62)$$

olur.

Sabit hacim V için (2.55) ifadesinden bulunan $d u_z$ yardımıyla

$$\left(\frac{\partial u_z^*}{\partial u} \right) d u = \frac{d u_z}{T_z} = \frac{AR' d T_z}{T_z} \quad (2.63)$$

elde edilir.

dS_A^* yukarıdaki denklemde yerine konur ve R ile R' yani yanma-
dan önce ve sonraki gaz sabitleri arasındaki fark ihmal edilirse,

$$dS_e^* = dS_z^* \quad (2.64)$$

olduğu çıkar.

Genişleme sonundaki basınçlar oldukça küçük olduğundan çözül-
me ve d_{se}^* in hacme bağıllılığı ihmal edilebilir.

$$d_{ve}^* = d_{szv}^* \times T_e \quad (2.65)$$

denklemi bulunur. Sonsuz küçük değişimlerden belirli değişimlere ge-
çilirse, verimin basınçla değişimini gösteren şu denklem bulunur.

$$\Delta \eta_p = - \frac{\beta T_e}{H_u B} \times \Delta s_{zv}^* \quad (2.66)$$

Değişimler genel olarak çok küçüktür. T_e yerine normal basınç-
taki değeri konulabilir

s_{zv}^* in belirlenmesi için, çözülmüş çürük gaza ait (u-s) diyag-
ramlarından $s_v = f(v)$ yardımcı eğrisi çizilmelidir. (Şekil-13) de ol-
duğu gibi.

Yaklaşık olarak $V_z = (P_a / P_a') V_z$ yazılarak V_z hesaplanmalı ve,
 V_z ve V_z' değerleri yardımcı eğriye taşınarak s_{zv} bulunmalıdır.

(Şekil-14 ve 15) Otto ve Dizel motorlara ait p yi ihtiva et-
mektedir. Bu diagramlar C_{H_2n} tipinde bir yakıt dikkate alınarak çi-
zilmiştir.

Otto motorlarda kuvvetli kısılma ile yüksek aşırı doldurma ara-
sındaki bütün işletmeleri nazarı itibara almak için emme basıncı 0.85
ile 2 ata arasında değiştirilir.

Dizel motorlarda muhtelif P_z / P_a değerlerine tekabül eden
 $\Delta \eta_p$ eğrileri birbirine o kadar yakın ki, $\Delta \eta_p$ nin P_z / P_a terim-
lerine bağıllılığı ihmal edilebilir.

p , 0.5 ile 2.0 ata arasındaki emme basınçlarında $\eta = 10-22$
için 0.25-1 ata arasındaki emme basınçlarında da $\eta = 30$ için hesap-
lanmıştır. Bu surette bütün pratik olarak karşılaşılabilen haller
nazarı itibara alınmıştır. Nitekim yüksek irtifalarda çalışan veya

aşırı doldurulmuş olarak işleyen motorlara ait diagramlardan alınabilir.

2.1.7.2 Emme Sıcaklığının Değişimi

Sabit hacimli yanma için,

$$th = \frac{U'_a + H_u B - \delta U_e}{BH_u} \quad (2.67)$$

dir.

th nin T_a sıcaklığına göre türevi alınır,

$$\eta_{th} = \frac{1}{BH_u} (du'_a - \beta du_e) \quad (2.68)$$

dir. Ayrıca,

$$du'_a = C_{va} dT_a, \quad dS'_c = ds'_a = \frac{du'_a}{T_a} \quad (2.100)$$

$$du_z = \frac{1}{\beta} du_c \quad (2.69)$$

olduğu düşünülürse,

$$du_z = \frac{1}{\beta} \frac{T_c}{T_a} du_a \quad (2.70)$$

elde edilir.

Çözülme nazarı itibara alınır,

$$ds_z^* = \left(\frac{\partial S_z^*}{\partial u_z} \right)_V du + \left(\frac{\partial S_z^*}{\partial V_z} \right)_U dV_z \quad (2.71)$$

$$ds_z^* = \frac{du_z}{T_z} + \left(\frac{\partial u_z^*}{\partial V_z} \right)_U dV_z \quad (2.72)$$

yazılabilir.

Bu denklemin sağ tarafındaki ikinci terim birinciye nazaran ihmal edilecek kadar küçüktür. Böylece denklem,

$$ds_z^* = \frac{du_z}{T_z} \quad (2.73)$$

şeklinde yazılabilir.

$$\text{Bundan başka } ds_e^* = du_e/T_e \text{ ve } ds_e^* = ds_z^* \quad (2.74)$$

olduğundan,

$$\frac{d\eta_{th}}{dT_a} = \frac{C_{va}}{BH_u} \left[1 - \frac{T_c \times T_e}{T_a \times T_z} \right] \quad (2.75)$$

bulunur.

Bu denklemdeki $\frac{T_c \times T_e}{T_a \times T_z}$ terimi daima birden büyük olduğundan

emme sıcaklığının artması verimin azalmasına sebep olur.

Sabit hacim yanmalı Diesel ve Otto motorlarda T_a emme sıcaklığının normalden farklı olmasıyla hasil olan verim değişmesi (Şekil 16 ve 17) de gösterilmiştir.

Sabit hava katsayılarına tekabül eden verim değişme eğrileri muhtelif sıkıştırma oranları için birbirine paralel olarak kayar. Zira farklı θ larda çözülmenin sıcaklıkla değişmesi birbirine eşit değildir.

2.1.7.3 Karışık Yanmalar İçin

$$\frac{d\eta_{th}}{dT_a} = \frac{1}{B H_u} \left[\frac{du_a}{dT_a} - \frac{B du_e}{dT_a} \right] \quad (2.76)$$

yazılabilir.

Evvelcede yapıldığı gibi s_z^* , s_z^* büyüklüklerinin hacme bağıllığı ve R 'nin (yanma sonunda) değişkenliği ihmal edilerek,

$$\frac{du_e}{T_e} = \frac{du_z}{T_z} + AR \left(\frac{dV_z}{V_z} - \frac{dV_a}{V_a} \right) \quad (2.77)$$

elde edilir.

Sabit P_z ve P_a basınçları için bu bağıntı aşağıdaki şekli alır.

$$\frac{du_e}{T_e} = \frac{du_z}{T_z} + AR \left(\frac{dT_z}{T_z} - \frac{dT_a}{T_a} \right) \quad (2.78)$$

olur.

Ayrıca

$$B(du_z + A p_z dV_z) = du'_c + A p_z dV_c \text{ yanma bağıntısı ve}$$

$$du'_c = \frac{T_c}{T_a} du_a, \quad dV_c = \frac{R}{\epsilon P_a} dT_a$$

bağıntıları yardımıyla,

$$\frac{du_z}{T_z} = \frac{1}{\beta} \left[\frac{T_c}{T_a T_z} \times C_{va} dT_a + \frac{AP_z R}{\epsilon P_a T_z} dT_a - \frac{BAR dT_z}{T_z} \right] \quad (2.79)$$

denklemini elde edilir. Elde edilen bu ifadelerden

$$\frac{d\eta_{th}}{dT_a} = \frac{1}{BH_u} \left[C_{va} - \frac{T_e T_e}{T_a T_z} (C_{va} + AR \frac{P_z}{P_c} - BAR \frac{T_z}{T_c}) \right] \quad (2.80)$$

çıkar.

Şekil (18-19) da muhtelif sıkıştırma oranı ve maksimum basınçlar için hesaplanan $\Delta\eta_t$ ler gösterilmiştir. Sabit hacim yanmadan farklı olarak $d\eta_{th}/dT_a$ teriminin işareti burada kararlı değildir. $\alpha = 1$ için (+) işaretiyle başlayan $d\eta_{th}/dT_a$ terimi, α nın artmasıyla azalır, hatta eksi değerlere bile düşer.

T_a sıcaklığının hesabı, motor giriş gücünün bulunması için gerekli olan η_{ch} (şarj verimi) nin tayininde gerekmektedir. Öte yandan en önemli faktör, hesaplaması bazı amprik ifadelerle bağlı olan, fakat benzer karakteristik ve çalışma şartlarına haiz motorlardan alınan deneysel verilerle tahmin edilebilen a noktasındaki basıncıdır. Bununla birlikte bazı kabuller yapılarak bu noktadaki basıncı teorik olarak hesaplamak mümkündür.

Bu hesapda süpapa girişteki gazın gaz sabi R_1 veya R_h için, hava olduğu ve $287 \text{ j/kom}^\circ\text{K}$ kabulü yapılmaktadır. Böylece a noktasındaki basınç için:

C_v dolgunun süpaptan geçiş hızı ise (1.11) eşitliğinin çıkarılışında olduğu gibi,

$$C_v' = \sqrt{2 \frac{n}{n-1} P_o V_o \left[1 - \frac{P_1}{P_o} \right] \frac{n-1}{n}}$$

Burada $P_1 = P_a$, $P_o = P_d$ olduğu gözönüne alınarak,

$$C_v' = \sqrt{2 \frac{n}{n-1} P_d V_d \left[1 - \frac{P_a}{P_d} \right] \frac{n-1}{n}} \quad \text{Binom açılımında,}$$

$$\left(\frac{P_a}{P_d}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \left[1 - \left(1 - \frac{P_a}{P_d}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = 1 - \frac{n-1}{n} \left(1 - \frac{P_a}{P_d}\right) + \dots$$

$$C'_v = \sqrt{2 \frac{n}{n-1} R_h T_d \left[1 - \left(1 - \frac{P_a}{P_d}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}$$

$T_d = 290^\circ\text{K}$, $P_d = 1$ ata $R_h = 287 \text{ J/kmol}^\circ\text{K}$ kabulüyle

$C_v = C_v \psi = 0,7$ için

$$C_v = 0,7 \sqrt{2 \times 287 \times 290 \left[1 - \frac{P_a}{1} \right]} \quad \text{ise}$$

$$P_a = 0,98 - \frac{C_{v2}}{83173,5} \sim 1 - \frac{C_{v2}}{83412,78} \quad (2.81)$$

Şarj Verimi

Şayet şarj veriminin hesabı için yeterli veriler mevcut değilse, bazı fikirler,

$$\eta_v = \frac{V_{ch}}{V_s}$$

ifadesiyle verilen η_v volumetrik verimden elde edilebilir.

Şarj verimi, motor gücünde en önemli faktörlerden biridir. Süpü kesitindeki artışla, motor daha yüksek basınçta emme yapabilecektir. Emme basıncındaki artış dolaylı olarak şarj verimini belli bir yüzde nisbetinde arttıracaktır.

Şarj verimi ifadesini yazarsak,

$$\eta_{ch} = \frac{273 P_a}{(\xi-1)} \left[\frac{\xi P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right] \quad (2.82)$$

yazılır. Ayrıca,

$$\eta_{ch} = T_d \left[\xi P_a / T_a - (P_r / T_r) (M_1 / M_2) \right] / \left[P_d (\xi-1) \right] \quad (2.83)$$

olarakda ifade edilebilir.

Şarj verimi, 4 stroklu motorun piston yerdeğişiminden ne kadar iyi istifade edildiğini gösterir.

Şayet P_d ve t_d dış şartlar dikkate alınmayıp, 1.033 ata ve 15.5 °C standart şartları dikkate alınarsa ve P_a emme basıncının anlamıda dikkate alınarak yani $P_d = 1.033$ ata ve $T_d = 15.5^\circ\text{C}$ için

$$\eta'_{ch} = \frac{T_d}{P_d(\epsilon-1)} \left\{ \frac{\epsilon (P_d - (P_d - P_a))}{T_d + \Delta T_m + \Delta T_w} - \frac{[P_d + (P_r \cdot P_d)M_1]}{T_r \cdot M_2} \right\} \quad (2.84)$$

olur. Bu eşitlikteki ΔT_m ve ΔT_w (2.7 ve 2.52) ifadelerinden elde edilmiştir.

Öte yandan yukarıdaki ifadelerin farklı manalara haiz olduğu hatırlanmalıdır. Birinci (2.83) denklemini, hem iç hemde dış şartların motor performansına etkisini gösterir. Halbuki ikinci (2.84) denklemini standart şartlara bağlıdır ve farklı motorları karşılaştırmada veya farklı dış şartlar altında aynı motorun testini yaparken gerekli hesaplamalarda kullanılır.

Yukarıdaki her iki ifadeye etki eden ana faktörler aşağıda listede halinde çıkarılmıştır.

1. Sıkıştırma oranı
2. Hava yakıt dolgusuna, silindire emme esnasında gösterilen direnç
3. Hava yakıt dolgusunun, silindire giriş esnasında ve silindir kendisinden aldığı ısı miktarı
4. Motor ayarlaması (avans ayarı)

Bu faktörlerin bir kaçının etkisi yukarıdaki (2.83) denkleminde görülebilir.

ϵ daki artışla, diğer bütün şartlarla orantılı olan η_{ch} ve η'_{ch} azalır.

(Şekil 20)de a eğrisi bir gaz motoru için deneysel olarak bulunan etkiyi göstermektedir. b eğrisi teorik olarak hesaplanan etkiyi vermektedir.

Emme sistemindeki direnç, $P_r - P_a$ gibi belirli bir geri basınç ve $P_d - P_a$ gibi belirli bir vakumun doğmasına sebep olur.

Her iki değerden birindeki bir artma, η_{ch} ve η'_{ch} değerlerini düşürür.

Verilen bir motorda emme sistemindeki direnç, motor hızıyla artar ve η_{ch} değerini düşürür.

(Şekil-21) de bu durum genel olarak ifade edilmektedir. fakat belirli bir hızda akış direncinin minimum olduğunu ve ileri derecede hız azalmasının yararlı olmayacağını da göstermektedir.

Dolgunun kısalmalı olarak veya alçak basınçlarda emilmesi halinde dolgu değişimine tekabül eden iş alanı negatif işaretlidir.

Dolgu tarafından alınan ısı miktarı, dolgunun sıcaklığını $\Delta T_w + \Delta T_m$ kadar artırır. Ve dolgunun yoğunluğu azalır, böylece η_{ch} düşer.

Ayarlama süpaplara ve ateşlemeye bağlıdır. Her motor için, direncin azaltılmasıyla veya akmakta olan gazın otaletinden istifade etmekle en yüksek η_{ch} verdikleri zaman, o anda süpap ayarlaması mevcut olmaktadır.

Ateşleme ayarı karakteristiği (Şekil-22) den görülebilir. Ateşleme avansıyla, gazların ve silindir duvarlarının sıcaklığı artar, giren dolguya daha fazla ısı verilir, bu şarj veriminde bir azalmaya neden olur.

Şayet yanma, bir hava fazlalığıyla oluyorsa, daha doğru ve yararlı bir tanım

$$\eta_{ch} = (m_{ch} + m_r) V_H p_a \quad (2.86)$$

ifadesiyle verilir.

Şarj verimini, sıcaklığın, basınç ve sıkıştırma oranının bir fonksiyonu olarak elde etmek zor olduğu sürece, yukarıdaki ifadeyle yapılacak şarj veriminin pratik hesabı daha kolaydır.

Yeni bir görüş olarak, ekzost ve emme süpaplarındaki direnç, alınan taze şarj havasının miktarını azaltır. Alınan taze havanın azalmasına, ayrıca sıcak art gazlarla meydana gelen karışma yanma odası ve silindir yüzeyine temas etmesi nedeniyle taze dolgunun genişlemesinde sebep olmaktadır.

Gerçek dolgu havası ağırlığı G_{ch} piston yerdeğiştirme hacmi V_H ye karşılık gelen ağırlığa oranı, şayet dış basınç ve sıcaklığa haiz bir taze dolgu ile doldurulmuş ise buna şarj verimi denir.

$$\eta_{ch} = m_{ch} / V_H p_a \quad (2.87)$$

Taze havanın (şarj) kütlesi m_{ch} , a ve C noktalarında silindir içindeki kütleler arasındaki fark olarak hesaplanır.

$$m_{ch} = m_a - m_r$$

Dış şartlarda özgül ağırlığın

$\rho_d = P_d / R_d T_d$ olduğuna dikkat edilmelidir.

$m_a = m_r + m_{ch} = P_a (V_h + V_r) R T_a$ ifadesinde gerekli değerler yerine konularak ve

$R_a / R_r = M_1 / M_2$ kısaltması yapılarak,

$$m_{ch} = T_d \left\{ \epsilon P_a / T_d - (P_r / T_r) (M_1 / M_2) \right\} / \{ P_d (\epsilon - 1) \} \quad (2.88)$$

sonucu elde edilir.

3. SIKIŞTIRMA

Sıkıştırma başlangıcındaki basınç ve sıcaklık P_a ve V_a olduğuna göre, $V_a = V_h + V_c$ olarak ifade edilebilir. V_h : Strok hacmini, V_c : ölü hacmi gösterir.

Gerçek sıkıştırma prosesinin adyabatik bir eğri olmayıp politropik bir eğri olduğu dikkate alınarak P_c basıncı:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} \quad (3.1)$$

eşitliğinden hesaplanır.

Aynı şekilde sıcaklık T_c :

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad (3.2)$$

eşitliğinden hesaplanır.

Sıkıştırma stroku esnasında ısı değişimi Uniform olmadığından n_1 de sabit değildir.

Sıkıştırmanın başlangıcında, şarjla temas halinde olan silindir yüzeyi büyüktür, ısı halinde transfer edilen sıkıştırma işinin büyük bir kısmı, silindir duvarlarından soğutma suyuna geçer. Bu nedenle gazın sıcaklığı çok yavaş olarak artar. Tedrici olarak, gazlarla temas halindeki silindir yüzeyi azaldığından ve taze dolgu, yüksek sıcaklığa haiz duvarlarla kuşatıldığı için, ısı değişimi düşer. Bu taze dolgunun sıcaklığı daha sonra hızla artmaya başlar (Şekil-23).

Motorlardan alınan indikatör diyagramları, yukarıda bahsedilen nedenlerle, sıkıştırma eğrisinin başlangıç kısmında n , politrop üssünün dan daha düşük, sıkıştırmanın ortalarına doğru n_1 , x ya yaklaşmakta, fakat sonradan tekrar düşmektedir.

(Şekil-24)da n_c eğrisi, tanjant metoduyla ve bu eğri özel motorlarda sıkıştırma eğrisine göre belirlenebilir.

Noktalı çizgiyle işaretlenmiş olan x_c , sıcaklık artışıyla ilgili ısıdaki değişimi dikkate almak için, strokun farklı noktalarındaki n değerini göstermektedir.

Çoğu hesaplarda n_1 , yanma odasına, motor hızına ve sıkıştırma oranına bağlı olan belirli bir ortalama değerde sabit kabul edilebilir.

Bu oranlama n_1 değeri farklı motorlarda 1.36 ile 1.40 arasında değişir. Motor hızındaki bir artmayla artar, ξ un artmasıyla düşer. n_1 için doğru olabilecek ortalama bir değer, düşük hızlı motorlar için 1.35, yüksek hızlı motorlar için 1.38 dir. Yetersiz soğutma ve silindir duvarlarının yüksek sıcaklıkta olduğu durumlarda, n_1 1.4 de kadar çıkar.

Pistonun geçtiği yolda ve süpap kanallarındaki sızıntılar (kaçaklar), sıkıştırma eğrisini düşürür, böylece diagramdan hesaplanmış n_1 in değeri düşer. Belirlenmiş aşırı piston sürtünmesi aynı yönde sıkıştırma eğrisini değiştirir.

3. YANMA

Yanmayı mümkün mertebe sabit hacimle yakın gerçekleştirmek için, ateşleme piston Ü.Ö.N.ya varmadan oluşmalıdır (Şekil-25).

Eşit şartlar altında yanma ısısının işe çevrilmesindeki verim sabit hacimli yanma için en büyüktür.

Şayet, sabit hacimli uygun diagram verimi ise, yanma olayı gerçek makinanınkinin aynı olan diagramın verimi

$$\eta_a \times \eta_{gl} \quad (3.3)$$

η_{gl} , terimine sabit hacim derecesi denir. Maksimum basınç sabit kalmak şartıyla, uygun diagramın habit hacim derecesi, karışık yanma için en büyüktür (Şekil-26).

Yanma süresince yayınan ısısının zamanla değişmesine yanma kanunu denir. Yanma kanununu eğri olarak gösterebilmek için,

$$H_u = \frac{dB}{d\alpha} \quad \text{büyüklüğü, krank açısı } \alpha \text{ nın fonksiyonu olarak çizilmelidir.}$$

Deneyler göstermiştir ki, maksimum basınç ölü noktadan sonra $10^\circ-17^\circ$ arasına düşmektedir. Bu iki sınır içinde $P_z/P_c=1.8$ ortalama basınç yükselmesi için sabit hacim derecesi yaklaşık olarak maksimum basıncın yerine bağlı değildir. Çıkarılan bu sonuçlar Ü.Ö.N.daki ateşlemeler (ençok kullanılan hal) ve $= 1.4$ için makbuldür. Avans açılarının küçük olduğu yanma kanunları için de yaklaşık olarak aynı değerler elde edilir. Bu değer, yanma değişimi iyi olan motordakine yeter derecede uymaktadır.

Motolarda termodinamik bakımdan en büyük fayda sağlayan yanma olayını, yani sabit basınçta yanmayı gerçekleştirememenin sebep olduğu verim değişimi, sabit hacim derecesiyle gösterilir. Yanma olayında sadece sabit hacim derecesini düşünmeyip, aynı zamanda tepki elemanlarının zorlanması da dikkate alınmalıdır.

Herhangi bir yanma kanununa tekabül eden sabit hacim derecesi şu şekilde hesaplanır.

$$\Delta \alpha.B.H_u = \delta_u u_a - \delta_I u_I + A p_m \Delta V \quad (3.4)$$

Bu denklem, $\Delta \alpha$ krank açısında yayınan ısıyı göstermekte olup, termodinamiğin I. kanunundan bulunmuştur. Δx , $\Delta \alpha$ krank açısında yanan yakıtın toplam B yakıtına oranıdır.

I. işareti, nazarı itibare alınan sürenin başındaki, II işareti sürenin sonundaki durumu gösterir. P_m bu süredeki ortalama basınç olup P.v diyagramından alınabilir. Uzun süreli çalışma durumunda, P_m yerine aritmetik ortalama değer koymakla yapılan hata ihmal edilemez. Yukarıdaki ifadede ΔV ,

$$\Delta V = V_a \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{\pi}{360} \left(\sin \phi + \frac{r}{2l} \frac{\sin 2\alpha}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{2l^2} \sin^2 \alpha}} \right) \Delta \alpha$$

denkleminde hesaplanır.

Yanma sonu sıcaklığı T_z

$$T_z = T_c + x Q / (C_v M_a) \quad (3.5)$$

$$Q = m_a C_v (T_c - T_a) \quad m_a = m_r + m_{ch} \text{ dir.}$$

Burada x, üretilen ısı verimini (yanma verimi) göstermektedir. Öncelikle duvara geçen ve eksik yanmadan dolayı meydana gelen toplam ısı kayıpları çıkarıldıktan sonra gazlara verilen teorik ısı kısmını gösterir. Bu kayıplar x in değerini 0.93, 0.88 ve 0.85 olarak, % 7, % 12 ve % 15 mertebesinde çıkar. Sabit hacimdeki C_v , T_c ve T_z den hareketle ortalama bir değer olarak hesaplanabilir.

Maksimum basınç P_z , C ve z noktaları için yazılan karakteristik denklemlerden,

$$P_c V_c = m R_c T_c \quad (3.6)$$

$$P_z V_z = m R_z T_z \quad (3.7)$$

şeklinde hesaplanır.

Otto motorlar için T_z :

$$T_z = \left[m_{cv} T_c + \frac{\gamma H_u}{M_1} \right] / \beta C_{vm} \quad (3.8)$$

ifadesinden hesaplanır.

$$C_{mv} = \frac{1}{M_2} \left[(M_{N_2} + M_{O_2}) C_{vh} + M_{CO_2} C_{vCO_2} + M_{H_2O} C_{vH_2O} \right] \quad (3.9)$$

$$M_{N_2} = 0.79(1+\gamma)\alpha L_{h_t} \quad (3.10)$$

$$M_{O_2} = 0.21(1+\gamma)(\alpha-1)L_{h_t} \quad (3.11)$$

$$\text{veya } M_{CO_2} = \frac{C}{12} (1+\gamma) \quad (3.12)$$

$$M_{H_2O} = \frac{h}{2} (1+\gamma)$$

$$= \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_{N_2} + M_{O_2} + M_{CO_2} + M_{H_2O}}{(1+\gamma)L_h} \quad (3.13)$$

$$L_h = L_{\min} = \frac{\alpha}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{h}{4} - \frac{0}{32} \right) \quad (3.15)$$

dir.

Burada R_c yanma olayından önce taze dolgunun gaz sabiti, $R_z = R_e = R_r$, yanmadan sonraki ve artık gazların aynı zamanda ekzost gazlarının gaz sabiti olup 16 ifadesinden hesaplanmıştır.

(3.6) ile (3.7) ifadelerini oranlayarak, ayrıca (2.5) ifadesini de kullanarak

$$P_z = P_c n_2 T_z / (n_1 T_c) \quad (3.16)$$

ifadesi elde edilir.

n_2 ve n_1 : (2.6) ve (2.15) ifadelerinde bulunmuştur. Şayet yanma yavaş ise, (Şekil-8.) de görüldüğü gibi, indikatör diyagramından bulunabilen n politrop üslü eğrilmiş 2.3 prosesi, yanma esnasında bir doğru olarak kabul edilebilir.

3 noktasındaki T_z sıcaklığı (3.5) denklemi yerine

$$Q = m_a C_n (T_c - T_a) \quad (3.17)$$

denkleminde hareketle,

$$T_z = T_c + xQ / (C_n m_a) \text{ olarak bulunabilir.}$$

Burada C_n ,

$$C_n = C_v (n_1 - k) / (n - 1) \quad (3.18)$$

ifadesiyle bulunabilir ve politropik değişimli özgül ısı olarak tanımlanır.

Yanma esnasındaki ısı kaybı oranı

$$x = (T_z - T_c) C_{v,m} / Q \quad (3.19)$$

şeklinde bulunur. Ayrıca (3.19) denkleminde bulunabilir.

Yanabilen bir karışım yanınca, yavaş yanma ve sıkıştırma dalgası olmak üzere iki olay meydana gelir.

Yavaş yanmada, önceden yanan yakıt molekülleri, radyasyon ve konveksiyonla, bitişik moleküllerin sıcaklığını artırır ve böylece onların ateşlenmesine sebep olur. Gaz moleküllerinin sıcaklıklarındaki artış, bu moleküllerin hızlarını artırır. Dolayısıyla aynı noktada basınç artar. Olay, ateşlemeyi kolaylaştıran bir genişlemeyle nihayet biter.

Şarj esnasında, ateşlemeden önce turbulans meydana getirme, alev yayılma hızını esasına uygun olarak (istenilen şartlarda) artırır. Bu durumda, sadece konveksiyon ve radyasyona bağlı değil, olay aynı zamanda konveksiyonda bağlıdır.

Yanma prosesini kolay ayırt etmek, yani incelemek zorken, deneyler, sabit bir karışım, yavaş ve konveksiyon ateşleme hızının 0.61 ile 15.24 m/sn arasında değişebildiğini göstermiştir. Ayrıca alev yayılma hızı, şarjın karışımına, sıcaklık ve basıncına, yanma odasının şekline, yakıcının (Otto motorlarda buji) etkisine ve yerine, kıvılcım ve tutuşma sıcaklığına bağlıdır.

Şayet bir sıkıştırma dalgası olursa, alev yayılma hızı yüzlerce (m/sn) ulaşır, ani basınç artışı, içerideki patlayıcı karışımla birlikte, motorda ciddi problemler meydana getirir.

Deneyler, aşırı sıkıştırma dalgasının olmadığı durumda, içten yanmalı motor silindiri içindeki gerçek alev yayılma hızı değerinin 9.2 ile 3.8 m/sn, ortalama bir değer olarak 21.34 m/sn olduğunu göstermiştir. Alev yayılma hızı, öncelikle turbulans karakteristiğine bağlı olup, hız artışıyla düzelir. Alev hızı c_i nin 360 d/d'lık düşük devirlerde 9.2 m/s, 3600 d/d'lık yüksek devirlerde 38 m/sn'ye çıktığı kabul edilebilir.

4. GENİŞLEME

Genişleme prosesi de sıkıştırma prosesinde olduğu gibi politropiktir, ısı kaybı sabit değildir. Genişlemenin ilk kısmında n_2 politropik üssün, dan büyük olması nedeniyle su çeketlerine geçen ve dolayısıyla kayıp olan ısı oldukça azdır.

Öteyandan, mevcut motorlarda, piston hareketinin alevlenme nedeniyle üst ölü noktadan uzaklaşarak gerçekleşmesi nedeniyle oluşan basınç düşmesi yanmayı kötüleştirir.

Sonradan tutuşma nedeniyle, türbülansın yetersizliğinden sıcaklık düşmesi gecikir, dolayısıyla bu proses kısmında n_2 nin değeri düşer. Bu düşüş 1 e hatta 1 in altına bile olur. Diğer genişleme kısmında, n_2 oldukça artar ve ortalama bir değer için genellikle 1.30 ve 1.39 arasında değişir. Dolayısıyla 1.34 alınabilir.

Piston ve süapalarda meydana gelen kaçaklar, n_2 politropunun değerini bariz şekilde arttırır.

Genişleme sonundaki sıcaklık T_e

$$T_e = T_z (V_z/V_e)^{n_2-1} = T_z (p/\varepsilon)^{n_2-1} \quad (4.1)$$

ifadesinden hesaplanır.

$$\rho = \frac{V_z}{V'_z} = \frac{\beta T_z}{\lambda T_c}$$

dir.

Otto motorlarda $V_z = V'_z$ olduğundan $\rho = 1$ dir.

$$\frac{V_z + V_H}{V_z} = \varepsilon \quad V_z = V'_z = \frac{V_H}{\varepsilon - 1}$$

Genişleme prosesi sonundaki basınç P_e

$$P_e = P_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} \quad (4.2)$$

ifadesinden bulunur. Burada V_e/V_z , ε dan biraz daha azdır.

5. EKZOST

Pistonun geri hareketinin başlangıcında, daha küçük bir geri basınç temin etmek için, ekzost prosesi, piston üst ölü noktaya ulaşmadan önce başlar. Gerçekleşen bu tahliye, bazı süperşarjlı aircraft motorlarda ölü noktadan önce, piston strokunun yaklaşık % 10 ile 20 lik kısmında, hatta % 35 e çıkabilen kısmında gerçekleşir. Genellikle, tahliye motorun dönme hızındaki artma ile arttırılır.

Yanmış gazların ekzost olayı, iki periyot halinde incelenebilir. Birinci periyot esnasında gazlar, silindirde ve dış atmosferdeki basınç farkının etkisi altında ekzost prosesi olarak dışarı atılır. Bu periyot, tahliye noktasından, yaklaşık olarak, evvelki strokun aynı miktarı kadar devam eder. Bu periyotta, gazların ağırlık olarak % 50 den % 80 kadarlık kısma silindirden dışarı atılır. Kalan veya ekzost strokunun % 90 ı olan ikinci periyotda, kalan ekzost gazları, alt ölü noktadan sıkıştırma tarafına doğru hareket etmekte olan piston tarafından dışarı atılır.

Birinci periyot ölü noktaya yakın gerçekleşir. Ekzost strokunda dışarı atılan gazın hızı, iki değişkene bağlı olarak değişir.

Birincisi, genellikle basınç farkına bağlı olarak artan veya azalan ekzost süpüresi açıklık alanı,

Birinci periyot esnasında ortalama gaz hızı v ,

$$K_e = \frac{G_e}{g} \frac{v^2}{2} \quad (5.1)$$

denkleminde belirlenebilir.

Burada k_e , dışarı atılan gazların kinetik enerjisi, G_e bu gazların ağırlığıdır. K_e veya onun ısı eş değeri motorun ısı blançosundan bulunabilir (46 eşitliğinden)

G_e ağırlığı toplam şarj ağırlığı G_a ve artgazların ağırlığı G_r arasındaki farktan bulunabilir. Bir an için G_r (1) denkleminde bulunabilir.

Böylece,

$$v = 4.43 \sqrt{K_e / G_e} \quad (5.2)$$

dir.

Bu hız gerekli ekzost süpüresi boyutlarını belirler. İkinci periyot-

ta gaz hızı, piston hızı ve piston kesitine ve süpap kesiti a ya bağlıdır.

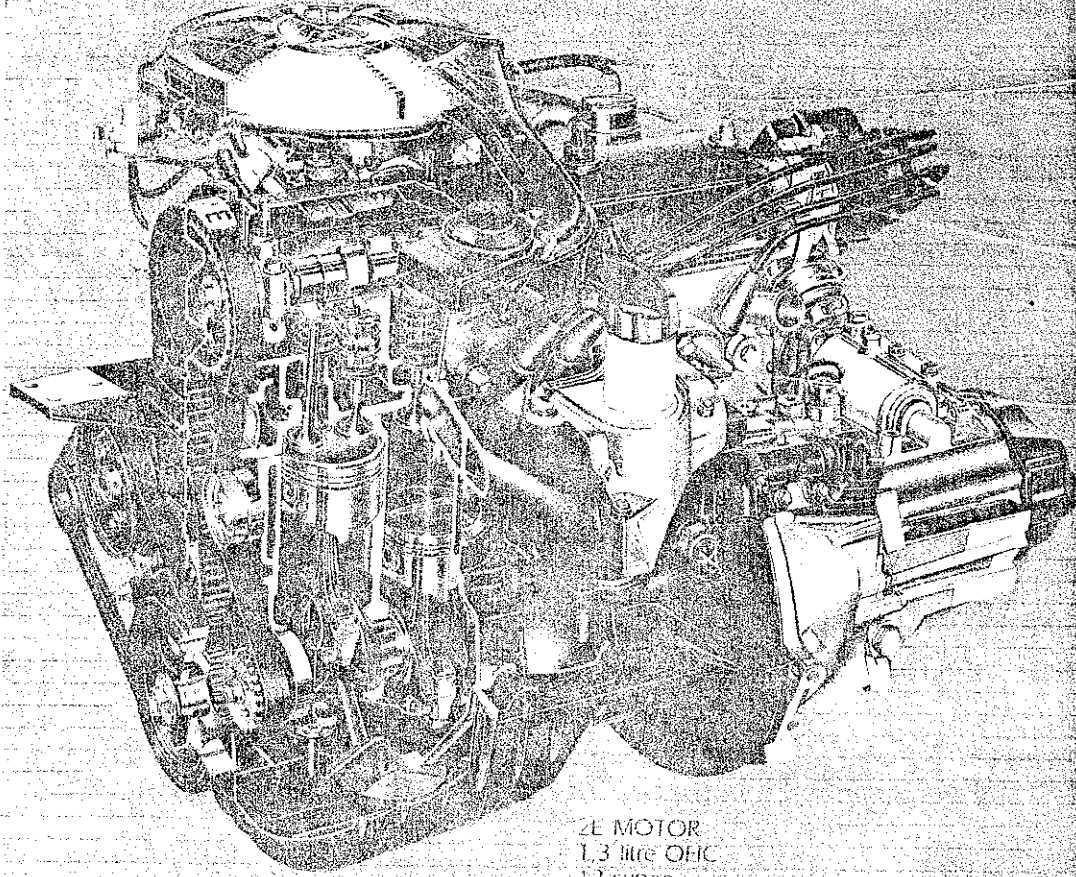
$$U_2 = U_p A/a \quad (5.3)$$

Ortalama çıkış basıncı, P_r , dış basınçtan % 5 ile % 10 bazan % 15 daha büyüktür. Pompalama kayıplarını ve silindir duvarı sıcaklığını arttırdığı için P_r basıncındaki artış sakıncalıdır, böylece art-gazların miktarı artar şarj verimi düşer. Motordan alınan indikatör diagramları, bazan aşırı basınç değişiklikleri gösterir. Bu tür basınç dalgalanma durumu genellikle, ekzost borularında meydana gelir. Şayet uzun manifoldlar keskin dönüşlere haiz değilse, tahliye hareketinde yüksek basınç ve hızın tesiriyle, hareketli olarak alçalan gaz sütunu eylemsizliği, motor silindirinde geçici bir vakum üretebilir, bazanda strok esnasında ikinci bir vakum oluşur. Şayet ölü noktaya yakın, ikinci vakum oluşursa silindirden ekzostun boşalmasına yardımcı olur. Öteyandan, böyle basınç dalgalanmaları, motorun dönme hızı ile değişir ve performansa dez avantajlar meydana getirebilir.

Ekzost gazlarının sıcaklığı T_e , hava oranına ve eksik yanmaya bağlıdır. Ekzost portlarına yakın ölçümlerde benzin ve doğal gazlar için bu sıcaklık 867°K e kadar yükselir.

TOYOTA FİRMASINA AİT ÜÇ VE DÖRT SÜPAP UYGULAMALARIYLA İLGİLİ
TEKNİK VE KONSTRÜKTİF DÖKÜMANLAR

12-SUPAPLI COROLLA



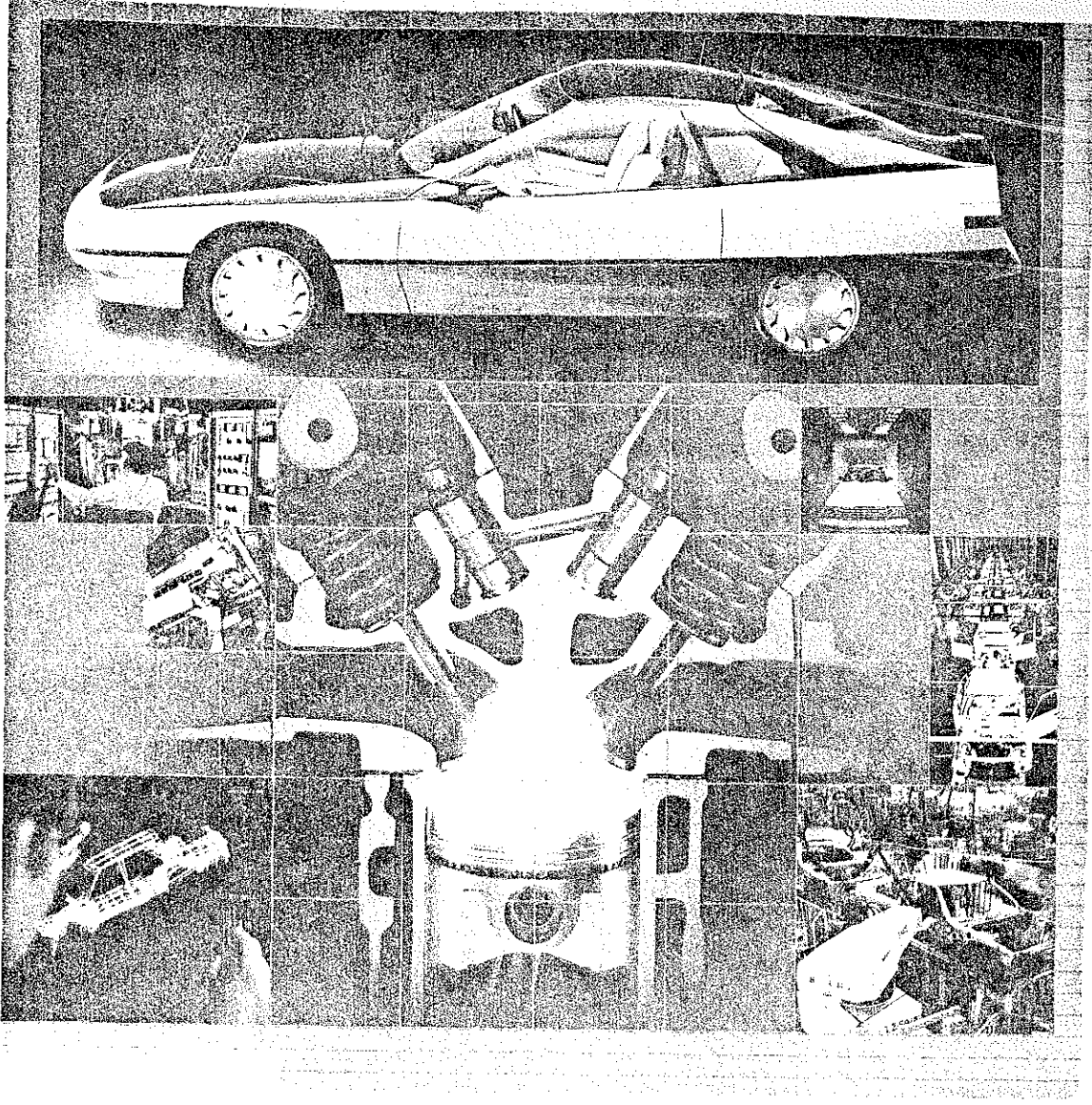
2E MOTOR
1.3 litre OHV
12 supap
53 kW/6.200 rpm (SAE net)
[72 hp/6.200 rpm]
101 Nm/4.200 rpm (SAE net)

Teknik özellikler:

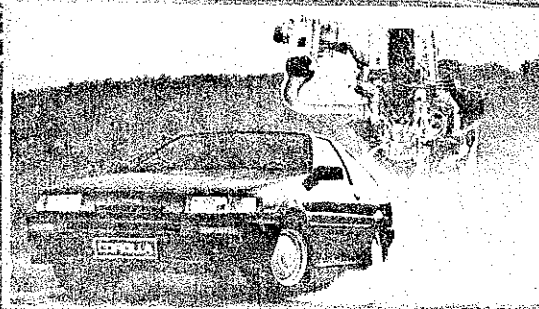
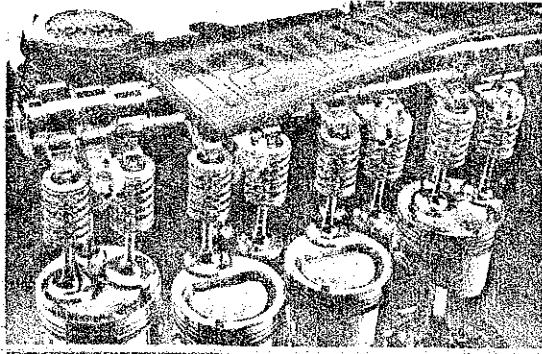
BOYUTLAR VE AĞIRLIKLAR: Uzunluk: 3960 mm
Genişlik: 1635 mm. Yükseklik: 1385 mm. Ağırlık: 860 kg.
MOTOR Tipi: 4 silindir, silindir başına 3 supap. **Silindir hacmi:** 1295 cc
Sıkıştırma oranı: 9,0:1. **Azami güç (DIN):** 53 kw (DIN) 6.200 dev/dak
Vakü deposu hacmi: 50 litre
ŞASI: Debriyaj: Tek kuru balatalı, diyafram yaylı
Süspansiyon ön: MacPherson tipi; **arka:** çift bağlantılı
MacPherson tipi. **Frenler, ön:** Disk **arka:** Kampana
Vites kutusu, 5 vitesli **Dişli oranları:** 1: 3,545; 2: 1,904; 3: 1,310;
4: 0,969; 5: 0,815; **Geri:** 3,250
Asgari dönüş yarı çapı: 4,7 m (plastik izi)
Lastikler: 155 SR 13

Teknik özellikler ve teçhizat değişebilir.

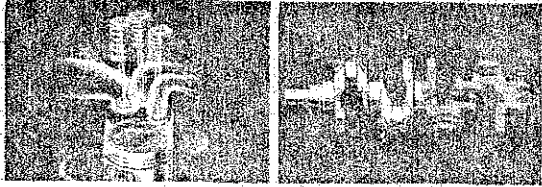
Toyota otomobillerini size en yakın yetkili satıcımızda görüp
daha yakından tanıyın.



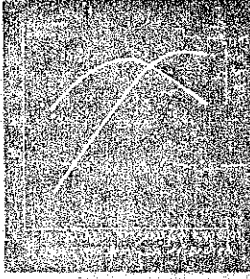
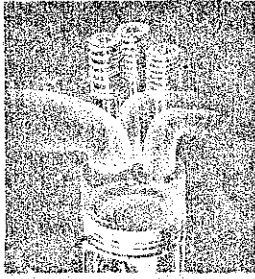
Silindir süpürge konstrüksiyonu



Hatchback



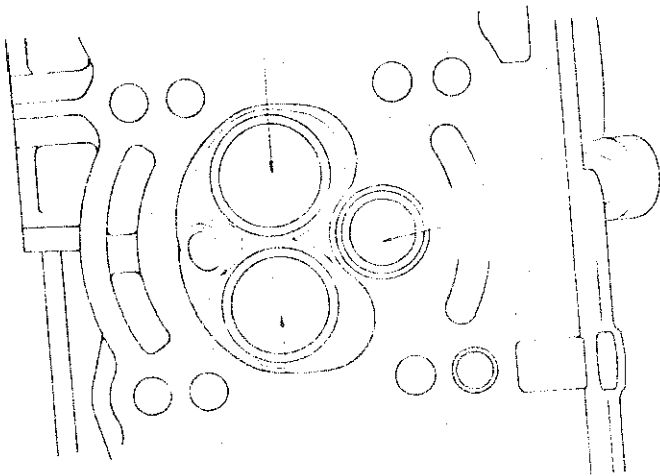
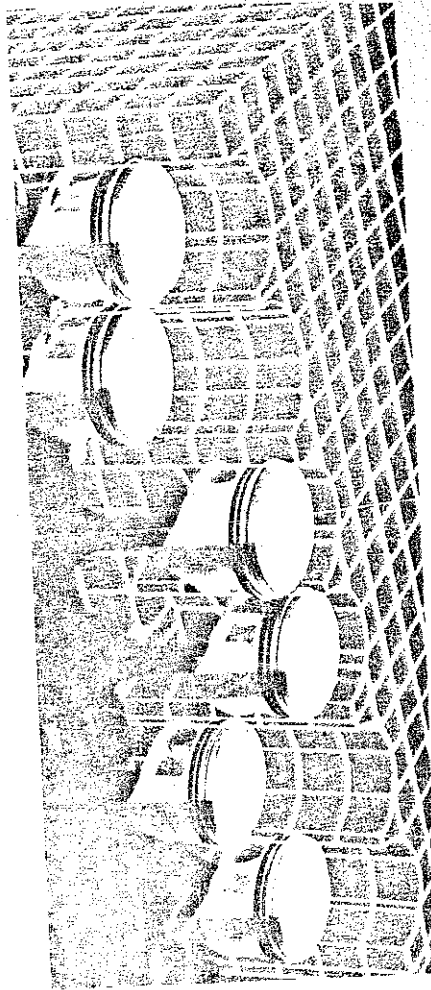
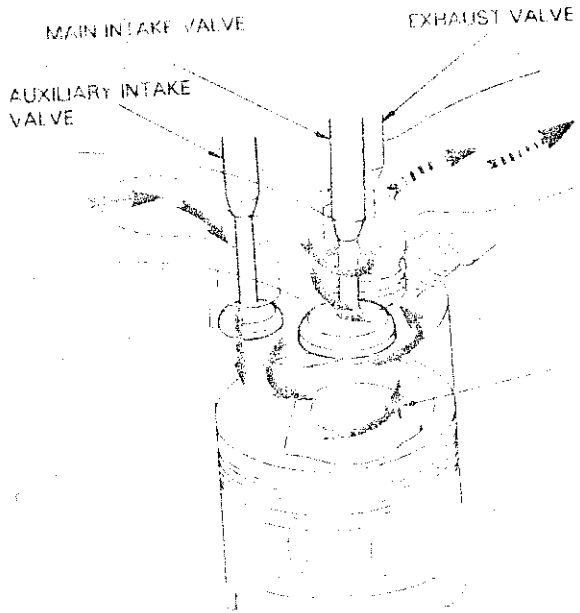
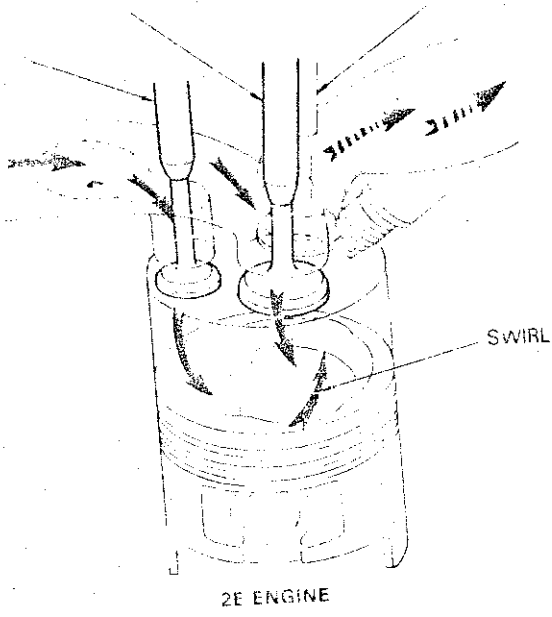
Seri ve çok rahat kullanacağınız 5 vitesli şanzımanıyla, süratli, atak bir otomobil Corolla Hatchback. 0'dan saatte 100 Km hıza 13,2 saniyede ulaşıyor.



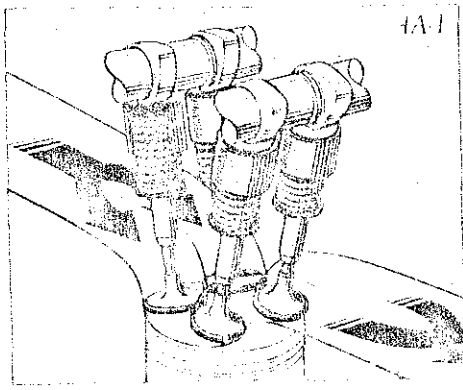
Model	Yıl	Motor	Yıl
Corolla	1980	1.6	1980
Corolla	1981	1.6	1981
Corolla	1982	1.6	1982
Corolla	1983	1.6	1983
Corolla	1984	1.6	1984
Corolla	1985	1.6	1985
Corolla	1986	1.6	1986
Corolla	1987	1.6	1987
Corolla	1988	1.6	1988
Corolla	1989	1.6	1989
Corolla	1990	1.6	1990
Corolla	1991	1.6	1991
Corolla	1992	1.6	1992
Corolla	1993	1.6	1993
Corolla	1994	1.6	1994
Corolla	1995	1.6	1995
Corolla	1996	1.6	1996
Corolla	1997	1.6	1997
Corolla	1998	1.6	1998
Corolla	1999	1.6	1999
Corolla	2000	1.6	2000
Corolla	2001	1.6	2001
Corolla	2002	1.6	2002
Corolla	2003	1.6	2003
Corolla	2004	1.6	2004
Corolla	2005	1.6	2005
Corolla	2006	1.6	2006
Corolla	2007	1.6	2007
Corolla	2008	1.6	2008
Corolla	2009	1.6	2009
Corolla	2010	1.6	2010
Corolla	2011	1.6	2011
Corolla	2012	1.6	2012
Corolla	2013	1.6	2013
Corolla	2014	1.6	2014
Corolla	2015	1.6	2015
Corolla	2016	1.6	2016
Corolla	2017	1.6	2017
Corolla	2018	1.6	2018
Corolla	2019	1.6	2019
Corolla	2020	1.6	2020
Corolla	2021	1.6	2021
Corolla	2022	1.6	2022
Corolla	2023	1.6	2023
Corolla	2024	1.6	2024
Corolla	2025	1.6	2025
Corolla	2026	1.6	2026
Corolla	2027	1.6	2027
Corolla	2028	1.6	2028
Corolla	2029	1.6	2029
Corolla	2030	1.6	2030

Corolla'nın 1.3 litre silindirik hacimli 12 supaplı motoru Toyota'nın özel olarak geliştirdiği üstün motorlar serisinin en yenisidir. Otomotiv dünyasının en gelişmiş teknolojilerini kullanarak geliştirilen bu motoru üretmek için Toyota 14 yıl derinleşti. Corolla motoru sayesinde çabuk hızlanacak, biriciksiz güden tam anlamıyla yaşadığınız Corolla. 12 supap (silindirin başına üç supap, iki emme bir egzoz için) motora büyük güç sağlayan bir özelliktir. Toyota tarafından yeni geliştirilen 2 F tipi bu motor üstün güç, tork ve hızla tork ve benzersiz bir yakıt tüketimi sağlıyor. Corolla'yı en gelişmiş motorla kullanın.

Süper dizayn ve alışı

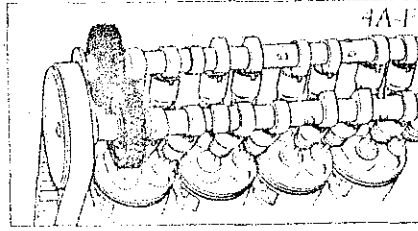


Süpaplardaki akış olayı



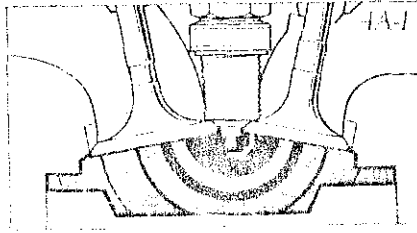
MULTI-VALVE BENEFITS

With a cross-flow layout and an enlarged valve area, Corolla multi-valve engines benefit from fast intake and exhaust at the right mix for a better burn and improved efficiency, higher output and enhanced performance all round.



GEAR-DRIVEN CAMSHAFTS

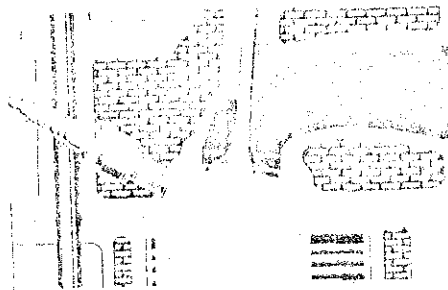
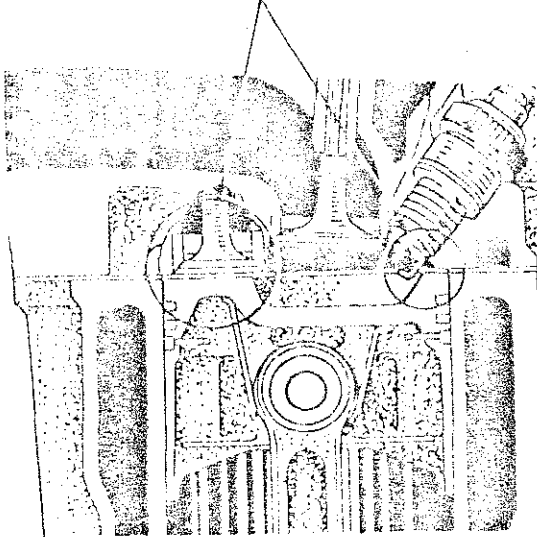
This feature narrows the valve angle, producing a more compact combustion chamber for higher power, better fuel efficiency.



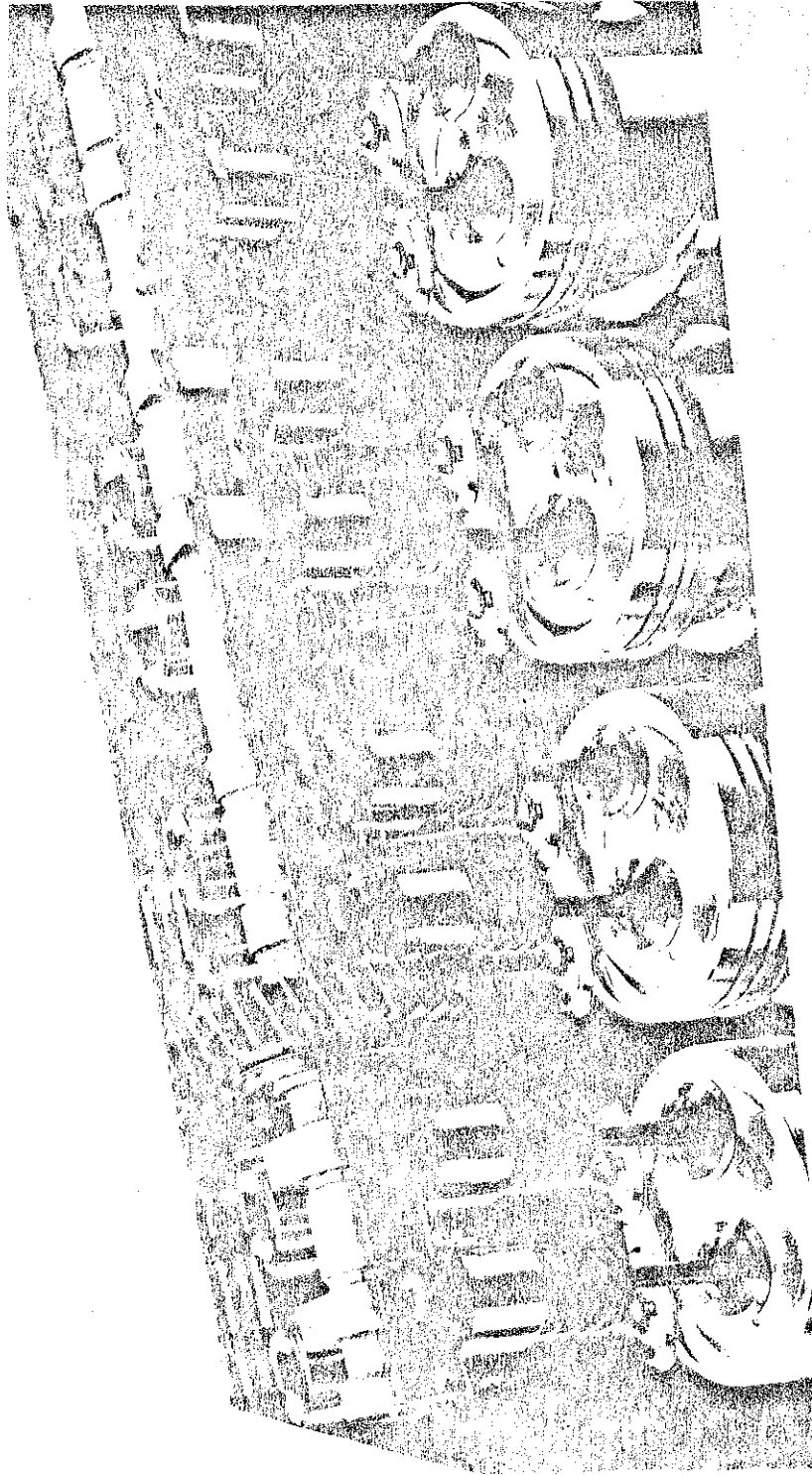
PENT-ROOF COMBUSTION CHAMBERS

For a faster, better burn and enhanced fuel efficiency, chambers have centrally-positioned spark plugs.

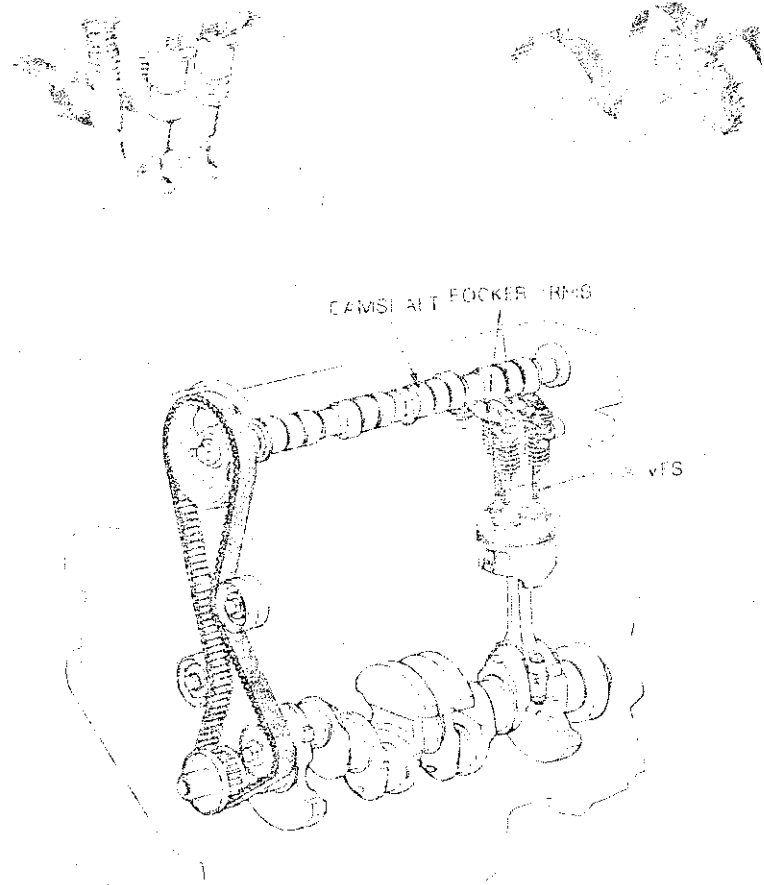
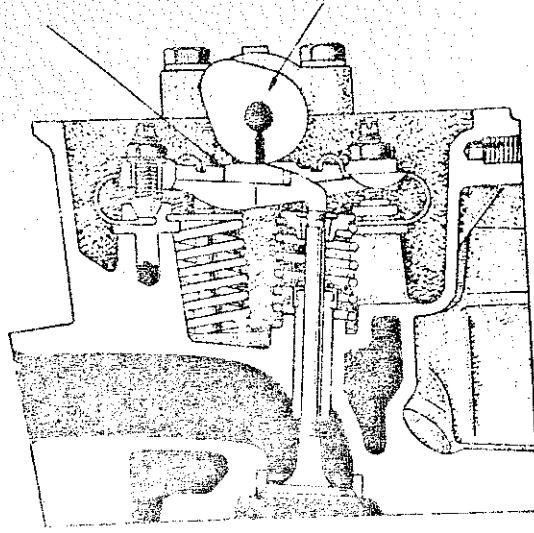
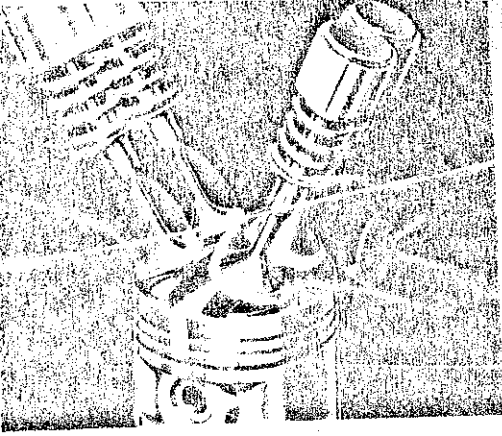
SQUISH AREAS



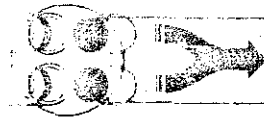
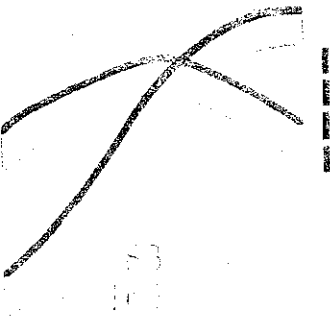
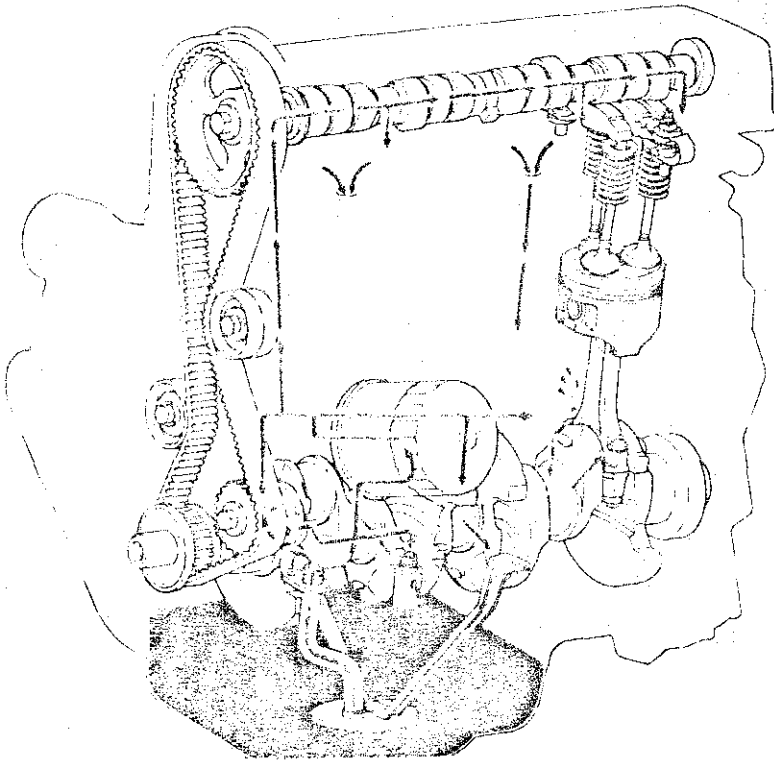
Süpap dizaynı ve kumanda sistemi



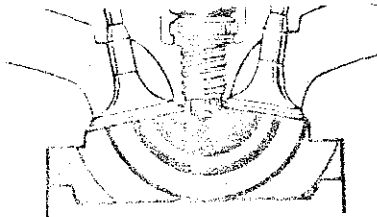
Dört süpürme uygulaması



Süpop konstrüksiyonu ve tahrik sistemi

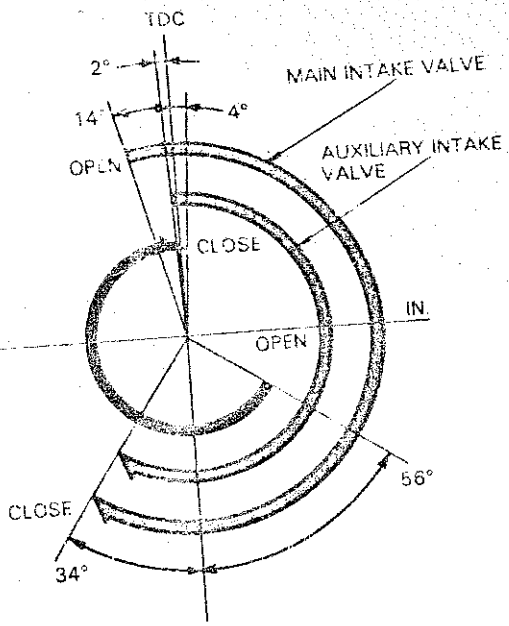


DAVID L. AREA
and two exhaust valves per
in higher intake exhaust

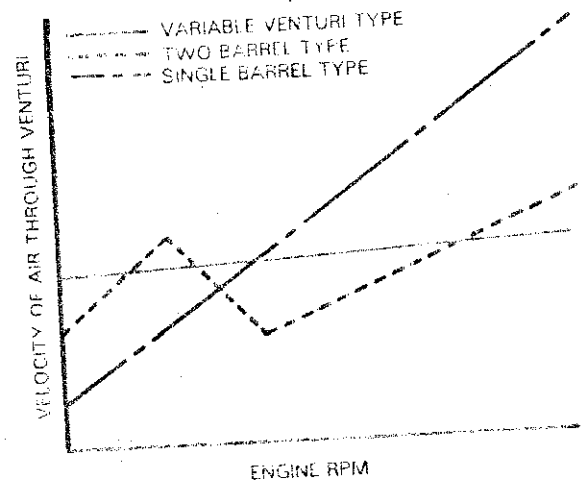
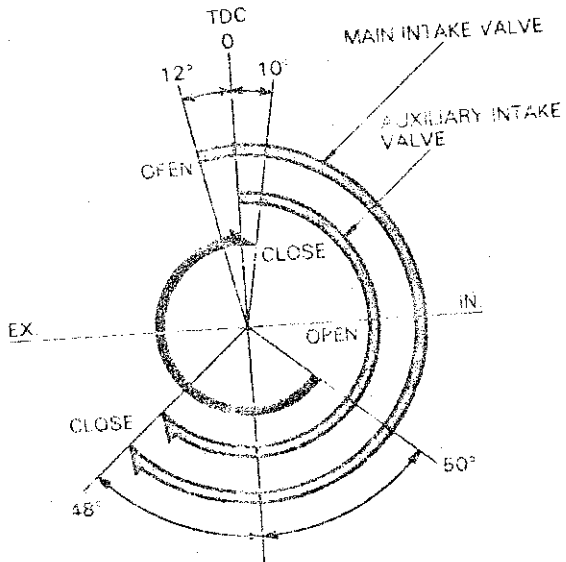


DAVID L. AREA
and two exhaust valves per
in higher intake exhaust

Tahrik sistemi ve yakıt-güç diyagramları



VALVE TIMING (1E ENGINE)



Süpap ayar lama ve karbüratör etkisi

ÖZGEÇMİŞ

- 10.8.1963 İçel-Erdemli-Apağbahşiş'te doğum
1978-1982 Erdemli İmam Hatip Lisesi öğrenimi
1982-1986 Akdeniz Üniversitesi Isparta Mühendislik Fakül-
tesi, Makina Bölümünde öğrenim.
1986-1988 Akdeniz Üniversitesi Isparta Mühendislik Fakül-
tesi Makina Bölümü Isı ve Proses Tekniği Anabi-
lim Dalında Lisans üstü öğrenim.