

29194

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇTEN YANMALI
MOTORLARDA
PISTON DİZAYNI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAK.MÜH.SÜLEYMAN TOKAY

İSTANBUL 1993

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANİSTON MERKEZİ**

İÇİNDEKİLER

Giris	1
Hesaplamalarda kullanılan notasyonlar	2
1.Bölüm:Mukavemet yönünden dizayn	6
1.1.Piston basi	9
1.1.1.Piston basındaki egilme gerilmesi	9
1.1.2.Piston basının isil gerilmesi	10
1.1.3.Piston basının toplam gerilmesi	10
1.2.(x-x) kesiti	11
1.2.1.(x-x) kesitinde sıkıştırma gerilmesi	11
1.2.2.(x-x) kesitinde kırılma gerilmesi	11
1.3.Segman bölgesi	12
1.3.1.Segman bölgesinin kesme gerilmesi	12
1.3.2.Segman bölgesinin egilme gerilmesi	12
1.3.3.Kombine gerilme	12
1.4.Piston ile silindir duvari arasındaki boşluk	13
1.5.Segmanlar	14
1.5.1.Segmanın ortalama duvar basıncı	15
1.5.2.Segmanın egilme gerilmesi	15
1.5.3.Soguk durumda segman uçları arasındaki boşluk	16
2.Bölüm:Isil yönden dizayn	16
2.1.Pistonun isil şartları	16
2.1.1.Bir pistonun isi kondüksiyonu için diferansiyel denklemler ve çözümleri	17
2.1.2.(C) noktasının sıcaklığı	26
2.1.3.Piston kafasının isil şartları için benzesim kuralları	26
2.2.Gaz ile soğutucu arasındaki isil direnç	27
2.2.1.Piston basının isil direnci	27
2.2.2.Piston eteğinin isil direnci	28

2.2.3.Silindir duvarinin ısı direnci	34
2.3.Ortalama ısı transfer katsayısı ve ortalama gaz sıcaklığı	35
2.4.Pistonun ısı şartlarda işletme faktörleri ve dizayn etkisi	36
2.4.1.Piston çapı	36
2.4.2.Piston başı kalınlığı	37
2.4.3.Piston etek kalınlığı	38
2.4.4.Piston yüzey verimi	38
2.4.5.Piston basının yağ ile soğutulması	38
2.4.6.Soğutucu sıcaklığı	39
3.Bölüm:Yakıt ve kimyasal reaksiyonlar	40
3.1.Yanmada kimyasal reaksiyonlar	40
3.2.Yakıt ve yakıt hava karışımının yanma ısı	45
3.3.Gazların ısı kapasitesi	47
3.4.Gerçek çevrimin analizi	53
3.4.1.Emme prosesi	53
3.4.2.Sıkıştırma prosesi	60
3.4.3.Yanma prosesi	64
3.4.4.Genisleme prosesi	68
3.5.İs çevriminin belirli parametreleri	71
3.6.Motor performans karakteristikleri	74
4.Bölüm:Örnek piston için dizayn hesaplamaları ..	79
4.1.Mukavemet dizaynı	79
4.2.İsil dizayn	84
SONUÇ	108
KAYNAKÇA	110
ÖZGEÇMİŞ	111

ÖZET

Bu çalışmada içten yanmalı motorlarda piston dizayni teorik bir işlemle sunulmuştur. Dizayn üç bölüm olarak incelenmiş ve sonuçlar ortaya konulmuştur.

Bilindiği gibi piston; içten yanmalı motorlarda en önemli parçalardan biridir. Çok güç şartlar altında çalışır. Tezde sunulan dizaynin bölümleri ;

1. Bölüm; Mukavemet yönünden dizayn
2. Bölüm; Isıl yönden dizayn
3. Bölüm; Yanma ve kimyasal reaksiyonlar

Her ne kadar 3. Bölüm Isıl yönden dizaynin bir parçası gibi görünse de bu tezde bu kısım ayrı olarak incelenmiştir.

Hiçbir zaman ilk iki bölüm birbirinden ayrılamaz ve piston dizayni ele alındığında her ikisi birden hesaba katılmalıdır.

Mukavemet yönünden yapılan dizaynda; pistonun çeşitli gerilmelere göre hesabi yapılmıştır ve limit değerleri içinde olup olmadığı incelenmiştir.

Isıl yönden yapılan dizaynda ise; Mukavemet yönünden yapılan dizaynin sonuçlarına bağlı kalınarak yanma odasında meydana gelen sıcaklık ve basınç değerleri gözönüne alınıp bir pistonun hangi şartlar altında çalıştığı incelenmiştir.

3. Bölümden amaç yanma odasında meydana gelen sıcaklık, basınç ve gaz tarafındaki ortalama konveksiyon ısı iletim katsayısını hesaplamaktır. Ayrıca yakıt belirli kademelerde yakılmak suretiyle aynı sonuçlara varılmıştır.

Bu tezin yapılmasında ve yazılmasındaki yardımlarından dolayı Değerli Hocam Doç. Dr. Orhan DENİZ'e ve arkadaşım Mak. Müh. Tugrul Yakar'a teşekkürler ederim.

Mak. Müh. Süleyman Tokay

Istanbul/1993

SUMMARY

In this study;piston design had been showed by a teorical progress in the internal combustion engines.Design had been studied at three parts and the results had been completed.

As you know,piston is one of the most important parts in the internal combustion engines.It runs in very hard coditions.The parts of design which had been showed in this treatise;

Part 1.Design for strength

Part 2.Design for thermal loading

Part 3.Combustion and chemical reaction

However Part 3. is one of the part of " Design for thermal loading " but in this treatise,this part had been studied by isolated.

First two parts couldn't be seperated.

At the " Design for strength" piston had been studied according to different stresses and whether it is in the given limits or not.

At the " Design for thermal loading " ,it had been depended on the results of " Design for strength.How the piston runs,had been studied by temperature and pressure datas which occurs in the combustion chamber.

At the thirth part;temperature,pressure and convective heat transfer coefficient which occurs in the combustion chamber had been calculated.Beside of full combustion,fuel had been combustioned step by step and reached the same results.

I'd like to thanks very much Dear Doç.Dr.Crhan Deniz and my friend Mec.Eng.Tugrul Yakar for their help.

Mec.Eng.Süleyman Tokay

GIRIS

Piston;içten yanmalı motorlarda en önemli parçalardan birini teşkil eder.Piston dizaynini içeren konular ana hatlariyla iki bölümde incelenir.

Her geçen günle beraber artan teknoloji ile piston da gelişmelere ugramistir.Bunlar hem pistonun daha rahat şartlar altında çalışmasını sağlar,hem de motorun verimini yükseltir.Bütün bu gelişmelerle beraber motorun diğer parçalarındaki gelişmeler de yadsinamaz.

Böyle bir çalışma ile pistonun herhangi bir noktasındaki sıcaklık değeri kolayca bulunabilir.Önemli olan bu sıcaklıkları malzemenin özelliklerinin kötüleşmeye başladığı belirli sıcaklıklar altında tutmak değil;piston kütlesi üzerindeki sıcaklık gradyanını belirli limitler arasında tutmaktır.

Bu tez çalışmasını almamın nedeni farklı zamanlarda ve ayrı olarak gördüğüm konuları tek bir çalışmada toplamaktır.Böylece sonuçları daha etkili bir şekilde görebilme imkanı sağlanmıştır.

HESAPLAMALARDA KULLANILAN NOTASYONLAR

- a ;Piston segman yüksekligi ,[m]
 A_o ;Segman boslugu ,[m]
 α ;Malzemenin boyuna uzama katsayisi ,[1/deg]
 b ;Göbek ucu yüzleri arasi mesafe ,[m]
 c ;Yakit içindeki karbon oranı
 C_m ;Piston ortalama hizi ,[m/s]
 d_i ;Piston iç çapi ,[m]
 d_o ;Göbek çapi ,[m]
 d_p ;Pim dis çapi ,[m]
 d_0 ;Yag kanali çapi ,[m]
 D ;Piston çapi ,[m]
 δ ;Piston basi kalınlıgı ,[m]
 Δc ;Soguk durumda piston kafasıyla silindir duvari arasındaki radyal bosluk ,[m]
 P_a ;Emme basınç kaybı ,[MPa]
 T ;Ön ısıtma sıcaklıgı ,[K]
 Δs ;Soguk durumda piston etegiyle silindir duvari arasındaki radyal bosluk ,[m]
 δ_s ;Etek duvari kalınlıgı ,[m]
 E ;Malzemenin elastisite modülü ,[MPa]
 e ;İlk piston segman yuvasına olan uzaklık ,[m]
 ϵ ;sikistirma oranı
 η_e ;Efektif verim
 η_i ;İndike verim
 η_m ;Mekanik verim
 η_v ;Volümetrik verim
 g_e ;Efektif spesifik yakıt harcamı ,[g/kWh]
 g_i ;İndike spesifik yakıt harcamı ,[g/kWh]
 γ_r ;Artık gaz katsayısı

H ;Piston yüksekliği ,[m]
 h ;Yakıt içindeki hidrojen oranı
 h_1 ;Piston üst bölüm yüksekliği ,[m]
 h_{cc} ;Sogutucu tarafi konveksiyon isi iletim katsayısı
 [kcal/m²h°C]
 h_l ;Ilk piston segman bölgesi kalınlığı ,[m]
 h_s ;Piston etek yüksekliği ,[m]
 H_u ;Yakıtın alt isil değeri ,[kJ/kg]
 H_{wm} ;Is gazinin yanma isisi ,[kJ/kmol is gazı]
 $l_{c,r}$;Biyel kolu uzunluğu ,[m]
 L_o ;1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava
 ihtiyacı ,[kmol hava/kgY]
 l_p ;Pim uzunluğu ,[m]
 k_l ;Spesifik isi oranı
 $\begin{matrix} t_c \\ (m \text{ cv}) \end{matrix}$; Taze havanın sıkıştırma sonu ortalama molar
 $\begin{matrix} t_o \end{matrix}$ spesifik isisi ,[kJ/kmol deg]
 $\begin{matrix} t_c \\ (m \text{ cv}'') \end{matrix}$; Artık gazların sıkıştırma sonu ortalama
 $\begin{matrix} t_o \end{matrix}$ molar spesifik isisi ,[kJ/kmol deg]
 $\begin{matrix} t_c \\ (m \text{ cv}') \end{matrix}$; Is gazinin sıkıştırma sonu ortalama
 $\begin{matrix} t_o \end{matrix}$ molar spesifik isisi ,[kJ/kmol deg]
 $\begin{matrix} t_z \\ (m \text{ cv}'') \end{matrix}$; Yanma ürünlerinin ortalama molar spesifik
 $\begin{matrix} t_o \end{matrix}$ isisi ,[kJ/kmol deg]
 M_l ;Yanabilir karışım miktarı ;[kmol yan kar/kgY]
 M_{CO} :Yanma ürünleri içindeki karbon monoksit miktarı ;
 [kmol CO/kgY]
 M_{CO_2} ;Yanma ürünleri içindeki karbon dioksit miktarı ;
 [kmol CO₂/kgY]
 M_{H_2} ;Yanma ürünleri içindeki serbest hidrojen miktarı ;
 [kmol H₂/kgY]
 M_{H_2O} ;Yanma ürünleri içindeki su buharı miktarı ;
 [kmol H₂O/kgY]
 M_{N_2} ;Yanma ürünleri içindeki azot miktarı ;
 [kmol N₂/kgY]

M_2 ;Toplam yanma ürünleri miktarı ;[kmol yan ür/kgY]
 m_f ;Yakıt buharının moleküler kütlesi ,[kg/kmol]
 m_p ;Piston grubu kütlesi ,[kg]
 μ ;Is gazının moleküler değişim katsayısı
 μ_a ;1 kmol havanın kütlesi
 μ_o ;Yanabilir karışımın moleküler değişim katsayısı
 N_e ;Efektif güç ,[kW]
 n_1 ;Sıkıştırma politropik üssü
 n_o ;Pistonda yağ deliği sayısı
 P_a ;Emme sonu basıncı ,[MPa]
 P_b ;Genişleme sonu basıncı ,[MPa]
 P_c ;Sıkıştırma sonu basıncı ,[MPa]
 P_e ;Ortalama efektif basınç ,[MPa]
 P_i ;Ortalama indike basınç ,[MPa]
 P_i' ;Teorik ortalama indike basınç ,[MPa]
 p_o ;Ortam basıncı ,[MPa]
 P_r ;Artık gaz basıncı ,[MPa]
 P_{rn} ;Nominal artıkgaz basıncı ,[MPa]
 P_z ;Maksimum teorik yanma basıncı ,[MPa]
 P_{za} ;Maksimum gerçek yanma basıncı ,[MPa]
 $P_z \max$;Çevrimde meydana gelen maksimum yanma basıncı ,
 [MPa]
 ρ_o ;Emme dolgu yoğunluğu ,[kg/m]
 R_a ;Havanın spesifik gaz sabiti ,[J/kg deg]
 s ;Piston başı duvarı kalınlığı ,[m]
 σ_b ;Piston başında eğilme gerilmesi ,[MPa]
 σ_{com} ;Piston başının sıkıştırma gerilmesi ,[MPa]
 σ_h ;Piston başında ısı gerilme ,[MPa]
 σ_r ;Kesitte kırılma gerilmesi ,[MPa]
 t ;Segman radyal kalınlığı ,[m]
 T_a ;Emme sonu sıcaklığı ,[K]

Tb ;Genisleme sonu sicakligi ,[K]

To ;Ortam sicakligi ;[K]

Tc ;Sikistirma sonu sicakligi ;[K]

Tr ;Artik gaz sicakligi ,[K]

Tz ;Yanma sonu maksimum sicakligi ,[K]

τ ;Kesma gerilmesi ,[MPa]

Vh ;Strok hacmi ,[dm]



B)MATERYAL VE YÖNTEM

PISTON DIZAYNI

1.BÖLÜM:MUKAVEMET YÖNÜNDEN DIZAYN

Piston grubunda tüm parçalar içinde en çok gerilmeye maruz kalan parça;en yüksek gaz ve isil yüklerin meydana geldiği pistondur.Otomobil ve traktör motorlarında pistonlar genellikle alüminyum alaşımlarından ve nadiren de dökme demirden imal edilir.

Piston eleman boyutlarının temel konstrüksiyon bağıntıları tablo 1'de verilmistir.

Piston üst bölümünün değeri h_1 silindir yüksekliği boyunca piston yatağı yüzeyinin üniform bir basınç temini için bir görüşle seçilir ve göbегin kuvveti yağ delikleri tarafından etkilenir.

Bu şart;

$$(h_1 - h_c) > d_o / 2$$

esitliği ile yerine getirilir.

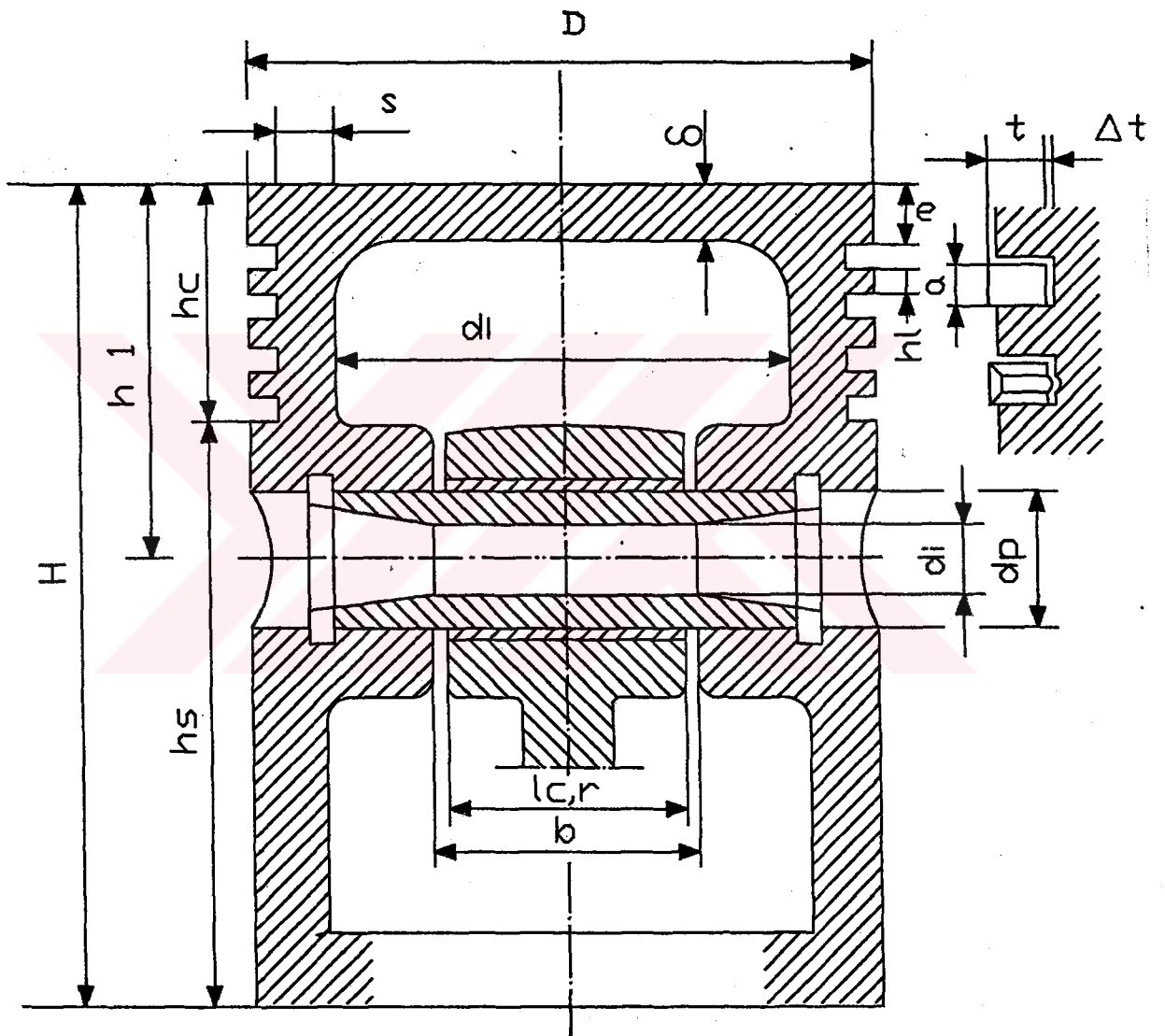
Burada; h_c :piston bası yüksekliği

d_o :yağ deliğı çapıdır.

Göbek ucu yüzleri arasındaki $[b]$ mesafesi piston piminin bağlama metoduna bağlıdır ve genellikle biyel kolunun küçük ucu olan $[L_c, r]$ 'nin uzunlугundan 2-3 mm daha uzundur.

Piston parçalarının gerçek değeri Tablo 1'de verilen bağıntılardan yararlanılarak orjinal modelin oluşturulmasıyla dizayn edilir.

Piston parçalarının kontrol hesaplamaları ihmal edilebilir değisen yükler altında yapılır.Bu yükler tanımlanan uygun müsaade edilebilir gerilmeleri açıklar.Dizayn edilen piston bası,piston bası duvarı,en üst segman alanı,yatak yüzeyi ve piston etegidir.



Tablo 1.

Tanim	Benzinli motor	Diesel motor
Piston basi kalınlıgı, δ	$(0.05-0.10) \cdot D$	$(0.12-0.2) \cdot D$
Piston yüksekliği, H	$(0.8-1.3) \cdot D$	$(1.0-1.7) \cdot D$
Piston st bölümü yüksekliği, h_1	$(0.45-0.75) \cdot D$	$(0.6-1.0) \cdot D$
Piston etegi yüksekliği, h_s	$(0.6-0.8) \cdot D$	$(0.6-1.1) \cdot D$
Göbek api, d_0	$(0.3-0.5) \cdot D$	$(0.3-0.5) \cdot D$
Gbek ucu yüzleri arası mesafe, b	$(0.3-0.5) \cdot D$	$(0.3-0.5) \cdot D$
Etek duvarı kalınlığı, δ_s	$(1.5-4.5) \text{ mm}$	$(2.0-5.0) \text{ mm}$
Piston basi duvarı kalınlığı, s	$(0.05-0.10) \cdot D$	$(0.05-0.10) \cdot D$
İlk piston yuvası mesafesi, e	$(0.06-0.12) \cdot D$	$(0.11-0.20) \cdot D$
İlk piston segman blęesi kalınlığı, h_l	$(0.03-0.05) \cdot D$	$(0.04-0.07) \cdot D$
Segman blęesi radyal kalınlığı, t	$(0.04-0.045) \cdot D$	$(0.04-0.045) \cdot D$
kompresyon segmanı yağ kontrol segmanı	$(0.04-0.043) \cdot D$	$(0.04-0.043) \cdot D$
Piston segman kalınlığı, a	$(2-4) \text{ mm}$	$(3-5) \text{ mm}$
Piston segmanın serbest bosluğu ile sıkıştırılmış bosluğu arası mesafe, A_0	$(2.5-4.0) \cdot t$	$(3.2-4.0) \cdot t$
Piston oyugunda segmanın radyal bosluğu, Δt	$(0.70-0.95) \text{ mm}$	$(0.70-0.95) \text{ mm}$
kompresyon segmanı yağ kontrol segmanı	$(0.9-1.10) \text{ mm}$	$(0.9-1.10) \text{ mm}$
Piston i api, d_i	$D - 2 \cdot (s+t+\Delta t)$	
Pistonda yağ deliği sayısı, no	6-12	6-12
Yağ deliği api, d_0	$(0.3-0.5) \cdot a$	$(0.3-0.5) \cdot a$
Pim dis api, d_p	$(0.22-0.28) \cdot D$	$(0.30-0.38) \cdot D$
Pim i api, d_l	$(0.65-0.75) \cdot d_p$	$(0.50-0.70) \cdot d_p$
Pim uzunluęı, l_p	$(0.88-0.93) \cdot D$	$(0.88-0.93) \cdot D$
	$(0.78-0.88) \cdot D$	$(0.80-0.90) \cdot D$
Biyel kolu genişliği, l_c, r	$(0.28-0.32) \cdot D$	$(0.28-0.32) \cdot D$
	$(0.33-0.45) \cdot D$	$(0.33-0.45) \cdot D$

1.1.PISTON BASI: Bir silindir tarafından serbestce desteklenen yuvarlak plaka üzerine üniform bir şekilde yüklenmiş maksimum gaz basıncı P_{zmax} tarafından eğilmeğe göre dizayn edilir.

Benzinli motorlarda maksimum momentte çalışmada maksimum gaz basıncı meydana gelir. Diesel motorlarda ise genellikle maksimum güçte çalışmada maksimum bir gaz basıncı elde edilir

1.1.1.PISTON BASININ EGİLME GERİLMESİ:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = P_{zmax} \cdot (r_i / \delta)^2 \quad (1)$$

$$M_b = \frac{1}{3} \cdot P_{zmax} \cdot r_i^2 \quad [MNm]; \text{eğilme momenti}$$

$$W_b = \frac{1}{3} \cdot r_i \cdot \delta^2 \quad [m^3]; \text{düz bir kafanın eğilmeğe karşı direnç momenti}$$

P_{zmax} : [MPa] ; maksimum yanma basıncı

$$r_i = \left[\frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) \right] [m]; \text{kafa iç çapı}$$

Piston kafasının takviye çemberi yokken limit olarak MPa cinsinden eğilme gerilmesinin olabilecek değerleri şunlardır.

	σ_b
Aluminyum alâsımlı pistonlar	20-25
Dökme demir pistonlar	40-50
Takviye çemberi olduğu zaman	
	σ_b
Aluminyum alâsımlı pistonlar	50-150
Dökme demir pistonlar	80-200

Gaz basıncına ilave olarak iç ve dış yüzeylerin sıcaklıkları arasındaki fark nedeniyle piston kafası ısı gerilmelerine maruz kalır.

1.1.2.PISTON BASININ ISIL GERILMESI;

$$\sigma_h = \frac{\alpha \cdot E \cdot q \cdot \delta}{200 \cdot \lambda h} \quad [\text{MPa}] \quad (2)$$

$$\alpha: 11 \times 10^{-6} \quad \left[\frac{1}{\text{deg}} \right] ; \text{dökme demirin boyuna uzama katsayisi}$$

$$E: (1,0 - 1,2) \times 10^5 \quad [\text{MPa}] ; \text{dökme demirin elastisite modülü}$$

$$q: [\text{W/m}^2] ; \text{özgül isi yükü}$$

$$\delta: [\text{cm}] ; \text{piston basi kalınlıgı}$$

$$h: 58 [\text{W/mK}] ; \text{dökme demirin isi iletım katsayısı}$$

Dört stroklu motorlarda yaklasık olarak

$$q = 11,63 \cdot (6000 + 26 \cdot n) \cdot \pi \quad (3)$$

$$n: [\text{rpm}] ; \text{motor hızı}$$

$$P_i: [\text{MPa}] ; \text{ortalama indike basınç}$$

1.1.3.PISTON BASININ TOPLAM GERILMESI:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_b + \sigma_h$$

$$\sigma_\Sigma = P_{z\max} \cdot (r_i / \delta)^2 + \frac{\alpha \cdot E \cdot q \cdot \delta}{200 \cdot \lambda h} : [\text{MPa}] \quad (4)$$

Bu esitlikden görölüyor ki piston basi kalınlıgı azaldıgı zaman ısıl gerilmeler azalır.Fakat gaz basıncı gerilmeleri artar.

Otomobil ve traktör motorlarının dökme demir piston kalfalarının müsaade edebilir toplam gerilme limitleri;

$$\sigma_\Sigma = (150 - 250) [\text{MPa}]$$

Aluminyum pistonlarda ısıl gerilmeler genellikle tecrübeyle ya da deneysel ölçmeler sırasında,sıcaklık ölçmeleri vasıtasıyla saglanır.

Kirilma ve sıkıstırma için test edilen yağ,geri dönüş delikleri yüzünden sekil 1'deki (x-x) kesitinde piston basi zayıflamıştır.

1.2.(x-x) KESİTİ:

1.2.1.(x-x) KESİTİNDE KOMPRESYON GERİLMESİ:

$$\sigma_{com} = \frac{P_{zmax}}{F_{x-x}} \quad [MPa] \quad (5)$$

$$P_{zmax} = P_z \cdot F_p \quad [MN] \quad ; \text{piston basında meydana gelen maksimum gaz basıncı}$$

$$F_{x-x} : [m^2] \quad : (x-x) \text{ kesit alanı}$$

$$F_{x-x} = \left[\frac{\pi}{4} \right] \cdot (d_g^2 - d_i^2) - n_o \cdot F' \quad (6)$$

$$d_g = D - 2 \cdot (t + \Delta t) \quad [m] \quad ; \text{kanal dibi itibarıyla ölçülen piston çapıdır.}$$

$$F' = [(d_g - d_i)/2] \cdot d_o \quad [m^2] \quad ; \text{yag kanalının boyuna kesit alanı}$$

Müsaade edilebilir kompresyon gerilmeleri

$$\sigma_{com} = 30-40 \quad [MPa] \quad ; \text{alüminyum pistonlar için}$$

$$\sigma_{com} = 60-80 \quad [MPa] \quad ; \text{dökme demir pistonlar için}$$

1.2.2.(x-x) KESİTİNDE KIRILMA GERİLMESİ:

$$\sigma_r = \frac{P_i}{F_{x-x}} \quad (7)$$

Asağı yukarı hareket eden kütlelerin atalet kuvveti makina hızına göre belirlenir.

$$P_i = (m_{x-x}) \cdot R \cdot \omega_{idmax}^2 \cdot (1 + \lambda) \quad (8)$$

$$m_{x-x} = (0.4-0.6) \cdot m_p \quad [kg]$$

m_{x-x} : piston kütlelerinin yaklaşık olarak (0.4-0.6)

katıdır ya da boyutlar vasıtasıyla belirlendiği gibi Şekil 1'de x-x kesit alanı üzerine yerleştirilmiş segmanlarla beraber piston kafası kütlesidir.

m_p : [kg] ; piston grubu kütlesi

R : [m] ; krank çapı

$$\omega_{idmax} = \pi \cdot n_{idmax} / 30 \quad \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad ; \text{maksimum açısal hız}$$

$$\lambda = \frac{R}{L_c \cdot r} \quad ; \text{krank çapının biyel koluna oranı}$$

Müsaade edilebilir kırılma gerilmesi;

$\sigma_r = 4-10$ [MPa] ;Aluminyum pistonlar için

$\sigma_r = 8-20$ [MPa] ;Dökme demir pistonlar için

Süpersarjlı motorlarda yüksek bir sıkıştırma oranı vardır.Bu nedenle maksimum gaz kuvvetleri ($P_z \max$) nedeniyle üst segman bölgesi (h_l) kesme ve eğilme hasarını önlemek için hesaplanır.Bu bölge

$d_g = [D - 2 \cdot (t + \Delta t)]$ çapına sahip bir oyuk tabanının çevresi boyunca sıkıştırılmış (kenetlenmiş)daireesel bir serit gibi dizayn edilir ve daireesel serit alanı üzerine üniform olarak yüklenir.

$$F_{c,s} = \pi \cdot (D^2 - d_g^2) / 4 \quad [m^2] \quad ; \text{daireesel serit alanı}$$

$$P_g = 0.9 \cdot P_z \max \cdot F_{c,s}$$

1.3.SEGMAN BÖLGESİ:

1.3.1.SEGMAN BÖLGESİNİN KESME GERİLMESİ:

$$\tau = 0.0314 \cdot P_z \max \cdot D / h_l \quad (9)$$

D : [mm] ;silindir çapı

h_l : [mm] ;en üst segman bölgesi kalınlığı

1.3.2.SEGMAN BÖLGESİNİN EGİLME GERİLMESİ:

$$\sigma_b = 0.045 \cdot P_z \max \cdot (D / h_l)^2 \quad (10)$$

1.3.3.KOMBİNE GERİLME:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{(\sigma_b^2 + 4 \cdot \tau^2)} \quad (11)$$

En üst segman bölgesinde müsaade edilebilir gerilmeler:

$\sigma_\Sigma = (30-40)$ [MPa] ;Alüminyum pistonlar için

$\sigma_\Sigma = (60-80)$ [MPa] ;Dökme demir pistonlar için

Maksimum özgül basınçlar silindir duvarında tüm piston yüksekliği ;H ve h_s yüksekliğinin üzerinde piston eteği tara-

findan meydana getirilir ve herbiri söylendiği siraya göre esitliklerden belirlenir.

$$q_1 = N_{\max}/(h_s \cdot D) \quad : [\text{MPa}] \quad (12)$$

$$q_2 = N_{\max}/(H \cdot D) \quad : [\text{MPa}] \quad (13)$$

$N_{\max}$: silindir duvarında oluşan maksimum normal kuvvet
(Makina maksimum güçte çalışırken dinamik analizlerin verileriyle belirlenir.

Modern otomobil ve traktör motorlarında

$$q_1 = (0.3-1.0) \quad [\text{MPa}]$$

$$q_2 = (0.2-0.4) \quad [\text{MPa}]$$

1.4. PISTON İLE SILINDIR DUVARI ARASINDAKİ BOSLUKLAR:

Motorun çalışması esnasında piston tutukluluğunu önlemek için soğuk halde piston ile silindir duvarı arasındaki c ve s istenen aralıklarının bulunduğu bir işlemle kafa çapı; D_c ve etek çapı; D_s hesaplanır.

Yarılmiş etekli alüminyum pistonlar için

$$\Delta c = (0.006 - 0.008) \cdot D$$

$$\Delta s = (0.001 - 0.002) \cdot D$$

Dökme demir pistonlar için

$$\Delta c = (0.004 - 0.006) \cdot D$$

$$\Delta s = (0.001 - 0.002) \cdot D$$

Belirtilen Δc ve Δs ile;

$$D_c = D - \Delta c$$

$$D_s = D - \Delta s \quad \text{bulunur.}$$

Δc ve Δs formül yardımıyla doğru bir şekilde kontrol edilir.

$$\Delta c' = D \cdot [1 + \alpha_{cyl} \cdot (T_{cyl} - T_o)] - D_c \cdot [1 + \alpha_p \cdot (T_c - T_o)] \quad (14)$$

$$\Delta s' = D \cdot [1 + \alpha_{cyl} \cdot (T_{cyl} - T_o)] - D_s \cdot [1 + \alpha_p \cdot (T_s - T_o)] \quad (15)$$

$\Delta c'$: Isınmış halde piston kafasıyla silindir duvarı arasındaki çapsal aralık ; [mm]

$\Delta s'$ = Isinmis halde piston etegiyle silindir duvari arasindaki çapsal aralık ;[mm]

a_{cyl} = Silindirin boyuna uzama katsayisi

a_p = Pistonun boyuna uzama katsayisi

Dökme demir için;

$$a_{cyl} = a_p = 11 \times 10^{-6} \quad [1/K]$$

Aluminyum alasimlari için;

$$a_{cyl} = a_p = 22 \times 10^{-6} \quad [1/K]$$

T_{cyl} = Çalışma sırasında silindir duvar sıcaklığı; [K]

T_c = Çalışma sırasında piston kafası sıcaklığı; [K]

T_s = Çalışma sırasında piston eteği sıcaklığı; [K]

$\Delta c'$ ve $\Delta s'$ 'nin negatif olma durumlarında piston iskartaya çıkarılmalıdır. Bu durumda ya Δc ile Δs artırılır ve D_c ile D_s azaltılır ya da piston eteğinin yarıklı olması sağlanır.

Pistonun normal çalışmasında ;

$$\Delta c' = (0.002 - 0.0025) \cdot D$$

$$\Delta s' = (0.0005 - 0.0015) \cdot D \quad \text{olur.}$$

1.5.SEGMANLAR:

Piston segmanlari yüksek sıcaklıklarda ve önemli değişken yüklerde çalışır. Segmanlar dökme demir ve dökme demir alasimlarından imal edilir. Süpersarjli motorlarda alasimli çeliklerden yapılan segmanlar kullanılır.

Piston segmanlarının temel konstrüktif parametreleri şunlardır.

a) Silindir çapının segman radyal kalınlığına oranı; (D/t)

b) Serbest halde ve çalışma halinde segman kilit boşluğu arasındaki farkın segman kalınlığına oranı; (A_o/t)

c) Segman genişliği; (a)

Benzinli ve Diesel motorlarda kullanılan piston segmanlarının konstrüktif parametreleri Tablo 1'dedir.

Piston segman dizayni sunlari içerir;

a) Silindir duvarında ortalama segman basıncını belirlemek, ki makina gücü segmanların duvar sürtünmesini yenmege harcanır.

b) Piston segmanlarının çevresel basıncının bir kavisini çizmek.

c) Çalışma halinde ve piston üzerinde segman takili iken piston-segman kilidinde zıt kesit alanında meydana gelen eğilme gerilmesini belirlemek.

d) Segman kilidinde montaj boşluğunu belirlemek.

1.5.1.SEGMANIN ORTALAMA DUVAR BASINCI:

$$P_{a,v} = 0.152 \cdot E \cdot \frac{A_o/t}{[(D/t)-1]^2 \cdot (D/t)} \quad ; [\text{MPa}] \quad (16)$$

E: Segman malzemesinin elastisite modülü

$$E = 1 \times 10^5 \quad [\text{MPa}] \quad ; \text{gri dökme demir için}$$

$$E = 1.2 \times 10^5 \quad [\text{MPa}] \quad ; \text{dökme demir alaşımları için}$$

$$E = (2.0-2.3) \times 10^5 \quad [\text{MPa}] \quad ; \text{çelik için}$$

Ortalama segman basıncı $;$ [MPa]

$$P_{a,v} = (0.11-0.37) \quad [\text{MPa}]$$

$$P_{a,v} = (0.2-0.4) \quad [\text{MPa}]$$

Motor hızını azalttığımızda ve silindir çapını artırdığımızda $P_{a,v}$ değeri daha düşük limite inmiş olur. Segmanın üniform dairesel asınması için bilezikli bağlantı oyugu yapılır.

1.5.2.SEGMAN EGİLME GERİLMESİ:

Çalışma halinde,

$$\sigma_{bl} = 2.61 \cdot P_{a,v} \cdot [(D/t)-1]^2 \quad (17)$$

Bir piston üzerinde kayarken,

$$\sigma_{b2} = \frac{4 \cdot E \cdot [(1 - 0.114 \cdot (A_o/t))] }{m \cdot [(D/t) - 1.4] \cdot D/t} \quad (18)$$

m; bir piston üzerinde bir segmanın kayması için kullanılan metoda bağlı faktör.

Müsaade edilebilir segman gerilmesi

$$\sigma_b = 220 - 450 \quad [\text{MPa}]$$

(En düşük değer geniş çaplı silindirlere sahip motorlar içindir)

Genelde $\sigma_{b2} > \sigma_{b1}$ (%10-30 oranında)

Soguk durumda segman uçları arasındaki boşluk ;[mm]

$$\Delta r = r' + \pi \cdot D \cdot [a_r \cdot (T_r - T_o) - a_{cyl} \cdot (T_{cyl} - T_o)]$$

$\Delta r'$: müsaade edilebilir minimum motorun çalışması esnasında bilezikli halka yarığı

$$\Delta r' = 0.06 - 0.1 \quad [\text{mm}]$$

a_r ve a_{cyl} : segman ve silindir malzemelerinin boyuna uzama katsayıları.

T_r ve T_{cyl} : çalışma sırasında segman ve silindir duvar sıcaklıkları.

2.BÖLÜM: ISIL YÖNDEN DIZAYN:

2.1.PISTONUN ISIL SARTLARI:

İçten yanmalı motorlarda pistonlar, en elverişsiz şartlar altında çalışan parçalardan birini teşkil eder. Pistonun emniyetle çalışması önemli derecede tüm makinanın emniyetle çalışmasını sağlar ve pek çok durumda piston makina verimindeki artışı sınırlandırabilir.

Doğru bir yapısal biçime ilave olarak bir pistonun çalışması emniyeti onun ısı şartlarından etkilenir. Alüminyum alaşımlarının mukavemeti 200°C'nin üzerinde -sıcaklık artışı ile- hızla azalır. 300°C'de alüminyumun mukavemeti aşağı yukarı

ri %50 azalir. 220°C ile 240°C arasinda yaglama yagi hizla karbonize olur.Sira ile segmanlar kursunla kaplanir ve asinma artar.Sicak gaz kötü conta yüzünden bu segmanlardan disariya akacaktır ve piston sicakliklari artar ve ayni zamanda verim düşer.

Yanlis konstrüksiyon yapilan bir piston kafasinda asiri sicaklik farklari ve bundan dolayi asiri gerilmeler meydana gelir.Asiri isil gerilme her zaman zararlidir ve kesinlikle meydan verilmemelidir.Içten yanmali motorlari pistonlari genellikle sadece görünür kuvvetlerden faydalanilarak boyutlandırilir.Bununla beraber,bu tek basina yeterli degildir.Piston uygun isil sartlari da saglamalidir.Diger bir degisle mukavemet hesaplamalari isil mühendislik hesaplamalarına ilave edilmelidir.

Piston çapi ve kafa kalinligi sicaklik dagilimini önemli derecede etkiler ve benzer isil yük sartlarinda bile orada isil gerilmeler meydana gelir.Bu yüzden isil mühendislik yönünden de pistonun dogru bir sekilde boyutlandırilmasi gerekir.Yüksek hizli motorlarda pistonun yagla sogutulmasi gerekir.

2.1.1.BIR PISTONUN ISI KONDÜKSİYONU İÇİN DİFERANSİYEL

DENKLEMLER VE ÇÖZÜMLERİ:

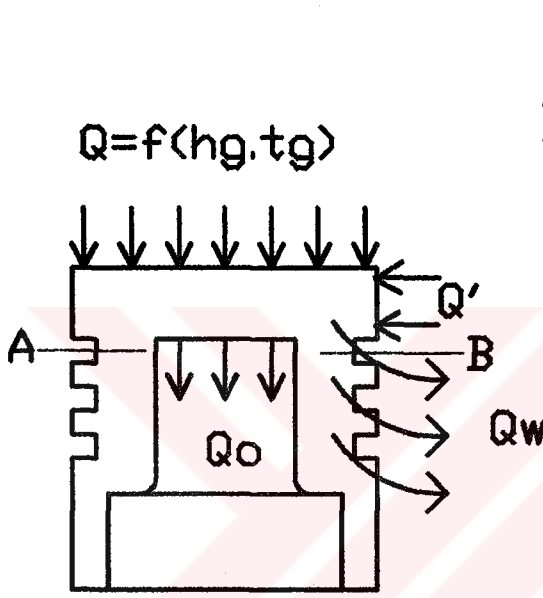
Bir pistonun isil sartlarinin tam ve kesin hesaplanmasi özellikle karmasik bir konstrüksiyon durumunda çok zor bir matematiksel problem gösterir.Bu nedenle problemlerin çözümü için kendi hesaplama teknigiyle Gintzburg tarafından kullanilan belirli basitlestirilmis sartlar kabul edilmistir.

a)Piston kafasindaki isil gerilmeler üniform ve sabittir. Bu sartin birinci bölümü direkt püskürtmeli motorlarda yeter derecede yerine getirilir.Ilk bakista sabit termal yük kaba

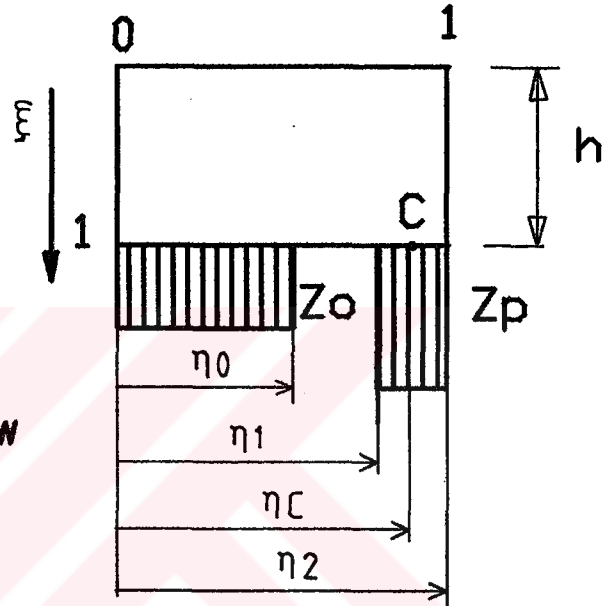
bir tahminle hiçbirsey belirtmez.

Teorik ve deneysel arastirmalar göstermistir ki piston yüzeyinin sıcaklık dalgalanmasi ayni devirde önemli degildir. Bu nedenle bu sart kabul edilebilir bir yaklasim olarak değerlendirilebilir.

b) Sekil.2'ye göre piston konstrüksiyonu yani piston basi kalinligi üniformdur. Bu sart piston yapimina bagli olarak



Sekil.2:Pistonun tell yulderinin sematik gösterilisi



Sekil.3:Piston kafasının koordinat sisteminde gösterilisi.

farki yerine getirir. Etek bir kenar hariç kafaya bağlantılıdır. Eger kafadaki sıcaklık dağılımı küçük bir degerde ise, bu azalacaktır. İlk tahminde, takviye edici serit üniform kalınlığın esdeger bir kesitine göre kullanılabilir.

Hesaplama piston kafası ve etegin deneylerini ayırmak suretiyle kolaylastirilabilir.

Bu amaçla etek sekil 4. 'te AB kesitinde R5 ısı direncinin yerini alır.

$$R5 = \frac{T_c - T_w}{Q_w} \left[\frac{hK}{kcal} \right] \quad (19)$$

burada;

Tc:C noktası sıcaklığı

Tw:silindir duvarı ortalama sıcaklığı

Qw:segmanlar üzerinden silindir duvarına geçen ısı miktarı (kcal/h)

η ve ξ 'ye göre boyutsuz koordinatlar piston tepesinde özel noktaları karakterize etmek için kullanılır.

$$\eta = \frac{r}{R} \quad \xi = \frac{x}{h}$$

burada;

R:piston çapı

h:piston bası kalınlıdır.

Piston kafasının daha alt yüzeylerinden geçen ısı miktarı yağ miktarı yağ sıcaklığı;To ve ısı transfer katsayısı;ho'ya bağıdır.Bu ısı tranferi en iyi şekilde ısı düşümü ile gösterilir.

$$q = -\lambda \cdot \left[\frac{\partial T}{\partial x} \right]_{x=h}$$

$$q = \lambda \cdot Z_o$$

λ =piston malzemesinin ısı transfer katsayısı

Sıcaklık düşümü Z_o ;To ve h_o miktarlarıyla bağıdır.

$$Z_o = \frac{h_o}{\lambda} \cdot (T_h - T_o)$$

T_h :piston kafasının alt yüzey sıcaklığı ($x=h$ 'da)

Isı transfer katsayısı h_o ;soğutma tipinin fonksiyonu olarak bu yüzey boyunca değişebilir.Alılmış soğutma tipleriyle yüzey sıcaklığı hemen hemen sabittir.Böylece ilk tahminde sabit ısı transfer katsayısı ve benzer bir sabit sıcaklık düşümü hesaba katılmalıdır.

Koordinatlar tarafından verilen dairesel yüzeylerin Z_o değeri;

$$r = \eta \cdot R$$

$$Z_o = \frac{Q_o}{\lambda \cdot \pi \cdot \eta^2 \cdot R^2} \quad (20)$$

uygun isi transfer katsayisi;

$$h_o = \frac{Q_o}{\pi \cdot \eta_o^2 \cdot R^2 \cdot (T_h - T_o)}$$

Piston kafasi ve etegin temas yüzeylerinde yani AB kesitinde sıcaklık düşümü benzer şekilde elde edilir.

$$Z_p = \frac{q_p}{\lambda} = \frac{Q_p}{\lambda \cdot \pi \cdot R^2 \cdot (\eta_2^2 - \eta_1^2)} \quad (21)$$

Piston kafasının istenilen herhangi noktasının sıcaklığı isi iletimi diferansiyel denklemleriyle hesaplanabilir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \quad (22)$$

tek yüzeyler için sınır şartı denklemleri;

$$x = 0 \text{ için } q = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = -h_g \cdot (T - T_g)$$

ya da

$$\frac{\partial T}{\partial x} - \frac{h_g}{\lambda} \cdot (T - T_g) = 0$$

$$r = R \text{ için } q' = \lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = -h_g' \cdot (T - T_g)$$

ya da

$$\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{h_g'}{\lambda} \cdot (T - T_g) = 0$$

$$x = h \text{ için } \frac{\partial T}{\partial x} = -Z_o$$

$$\tau = T_g - T \quad \epsilon = \frac{h}{R} = \frac{2 \cdot h}{D}$$

$$K_1 = \frac{h \cdot h_g}{\lambda} \quad K_2 = \frac{R \cdot h_g}{\lambda}$$

(22) denklemine boyutsuz katsayılar girilerek sınır şartı denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial \eta^2} + \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial T}{\partial \eta} + \frac{1}{\epsilon^2} \cdot \frac{\partial^2 \tau}{\partial \xi^2} = 0 \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tau}{\partial \xi} - K1 \cdot \tau &= 0 & (\xi = 0) \\ \frac{\partial \tau}{\partial \eta} + K2 \cdot \tau &= 0 & (\eta = 1) \\ \frac{\partial \tau}{\partial \xi} &= h \cdot Z_0 & (\xi = 1) \end{aligned}$$

Yukarıdaki diferansiyel denklemler Fourier metodu ile çözülebilir uygun şekilde çözüm η ve ξ fonksiyonlarının sonucu olarak aranır.

$$\tau = f(\eta) \cdot \psi(\xi)$$

(23) denkleminin içine yukarıdaki eşitliğin kısmî türevleri konulursa aşağıdaki iki yaygın diferansiyel denklem elde edilir.

$$\frac{f''(\eta)}{f(\eta)} + \frac{1}{\eta} \cdot \left[\frac{f'(\eta)}{f(\eta)} \right] = -\beta^2 \quad (24)$$

$$\frac{\psi''(\xi)}{\psi(\xi)} = (\epsilon \cdot \beta)^2 \quad (25)$$

İlk tahminin çözümü Bessel fonksiyonlarıyla yapılır.

$$f(\eta) = C1 \cdot J_0(\beta\eta) + C2 \cdot N_0(\beta\eta)$$

J_0 ; 1. tip 0. dereceden Bessel fonksiyonu

N_0 ; 2. tip 0. dereceden Bessel fonksiyonu

$C1$ ve $C2$: integral sabitleri

$N_0(0) = \infty$ olduğunda piston sıcaklığı sonsuz derecede yüksek olamayacağı için $C2 = 0$ alınır.

Böylece $f(\eta)$ ifadesi $C1$ integral sabitini kapsar.

$$f(\eta) = J_0(\beta\eta) \text{ alınır.}$$

β köklerinin kararı için sınır şartlarının ikinci ifadesinde yukarıdaki çözüm yerine konarak aşağıdaki karakteristik denklem elde edilir.

$$\beta \cdot J_0'(\beta) + K2 \cdot J_0(\beta) = 0$$

$$J_0' = -J_1 \text{ alınarak}$$

$$\beta \cdot J_1(\beta) - K_2 \cdot J_0(\beta) = 0 \text{ olur.} \quad (26)$$

(25) numaralı denklemin çözümü;

$$\varphi(\xi) = A_n \cdot e^{\epsilon \cdot \beta n \cdot \xi} + B_n \cdot e^{-\epsilon \cdot \beta n \cdot \xi}$$

Böylece (23) denkleminin çözümü;

$$T = \sum_{n=0}^{\infty} \left[A_n \cdot e^{\epsilon \cdot \beta n \cdot \xi} + B_n \cdot e^{-\epsilon \cdot \beta n \cdot \xi} \right] \cdot J_0(\beta n \cdot \eta) \quad (27)$$

olur. A_n ve B_n faktörleri tahmini bir usule göre belirlenebilir. Aynı zamanda sınır şartı denklemleri de birinci ve üçüncü sınır şartları denklemlerinin içine T konularak;

$$\sum_{n=0}^{\infty} C_n \cdot J_0(\beta n \cdot \eta) = 0$$

$$\sum_{n=0}^{\infty} D_n \cdot J_0(\beta n \cdot \eta) = z \text{ olur} \quad (28)$$

$$C_n = A_n \cdot (\epsilon \cdot \beta n - K_1) - (\epsilon \cdot \beta n + K_1)$$

$$D_n = \frac{\beta n}{R} \cdot A_n \cdot e^{\epsilon \cdot \beta n} - \frac{\beta n}{R} \cdot B_n \cdot e^{-\epsilon \cdot \beta n}$$

Bessel fonksiyonu ortogonaldır. (28) esitliğinde

$$C_n = 0 \text{ olur.}$$

$$D_n = \frac{\int_0^1 z \cdot \eta \cdot J_0(\beta n \cdot \eta) d\eta}{\int_0^1 \eta \cdot J_0^2(\beta n \cdot \eta) d\eta}$$

$$\int_0^1 \eta \cdot J_0^2(\beta n \cdot \eta) d\eta = \frac{1}{2} \left[J_1^2(\beta n) + J_0^2(\beta n) \right]$$

$$D_n = \frac{2 \cdot \int_0^1 z \cdot \eta \cdot J_0(\beta n \cdot \eta) d\eta}{J_1^2(\beta n) + J_0^2(\beta n)} \quad (29)$$

(28) esitliğinden sonuç olarak,

$$\frac{B_n}{A_n} = \frac{\frac{\lambda}{R \cdot h g} \cdot \beta n - 1}{\frac{\lambda}{R \cdot h g} \cdot \beta n + 1} \quad (30)$$

ve

$$A_n = \frac{R \cdot D_n}{\beta_n \cdot \left[e^{\epsilon \cdot \beta_n} - \frac{B_n}{A_n} \cdot e^{-\epsilon \cdot \beta_n} \right]}$$

Araligin (toleransin) küçük boyutta olmasından dolayı, isinin nispeten küçük bir miktarı piston kafasının silindirik yüzeyi üzerinden transfer olur. Bu nedenle basitleştirilmiş hesaplamalar için bu isi miktarı önemsenmeyecektir. Piston kafası en üst yüzeydeki gazların ısısinin tümünü tasımak için üzerine alır. Bu durumda $hg'=0$, $K2=0$ ve karakteristik denklem aşağıdaki basit formda olacaktır.

$$\beta \cdot J_1(\beta) = 0 \quad (31)$$

Yukarıdaki eşitliğin kökleri Tablo 3'te gösterilmiştir. $\beta_0=0$ kökünü yerine koymak özel çalışma gerektirir. Eğer $\beta_0=0$ değeri (29) ve (30) denklemlerinde yerine konulursa $J_0(0)=1$ ve $J_1(0)=0$ iken

Tablo.2

n	0	1	2	3	4	5	6	7
β_n	0	3.832	7.016	10.17	13.32	16.47	19.62	22.76
n	8	9	10	11	12	13	14	15
β_n	25.90	29.05	32.19	35.33	38.47	41.61	44.76	47.90
n	16	17	18	19	20	21		
β_n	51.04	54.18	57.33	60.47	63.61	66.75		

$$D_0 = 2 \cdot \int_0^1 z \cdot \eta \cdot d\eta \quad \text{olur.} \quad (32)$$

Bu ifadeler (27) denkleminde yerine konularak sonsuz sayıda bağıntı $T_0 = (\infty - \infty)$ arasında ilk şart olarak elde edilmiş olacaktır ki limit değeri L'hospital kuralının manasıyla belirlenmiş olabilir.

Bu sebepten (27) denklemi $\beta_0=0$ durumu için aşağıdaki formda yazılabilir.

$$T_0 = A_0 \cdot \left[e^{\epsilon \cdot \beta_0 \cdot \xi} + \frac{A_0}{B_0} \cdot e^{-\epsilon \cdot \beta_0 \cdot \xi} \right]$$

Ao ve Bo degerleri (30) denkleminde yerine konarak pay ve payda ayri ayri yazilarak ve sonuta $\beta_0=0$ dnsm tamamlanarak asagidaki denklem bulunur.

$$T_0 = h \cdot D_0 \cdot \left[\frac{\lambda}{h \cdot h_g} + \xi \right] \quad (33)$$

D_0 miktarinin aiklanmasi kolaydir ve ana sicaklik dssne esittir.

$$D_0 = \left[\frac{\partial T}{\partial x} \right]_{\text{mean}}_{x=0}$$

,ki bununla (33) denklemini tekrar yazilabilir.

$$T_0 = \frac{\lambda \cdot D_0}{h_g} + \xi \cdot h \cdot D_0 = \frac{q_{\text{mean}}}{h_g} + x \cdot \left[\frac{\partial T}{\partial x} \right]_{\text{mean}}_{x=0}$$

Yukaridaki denklem asagidaki gibi yorumlanabilir.

Aıklamanin ilk sartı gaz ile kafa yzeyi arasindaki sicaklik farkidir.İkinci sart piston eksenini dogrultusundaki sicaklik dssdr.Yzeyden x kadar bir derinlikte x koordinati boyunca

$$\frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{degeri sabit kalir.}$$

Bu nedenle T_0 aksenal olarak dser.Oysa radyal dogrultuda is akis sapmasinin bir sonucu olarak $T_1, T_2, \dots, T_\infty$ asil sicaklik seviyesinden sapma gsterir.

Pratik hesaplamalar iin (27) esitligi deisim iin en iyisidir ve nemli bir deisimi aiklar.Bu sebepten asagidaki semboller baslangı iin gereklidir.

$$m = \frac{Q_0}{Q}$$

$$E_0 = \int_0^{\eta_0} \eta \cdot J_0(\beta n \cdot \eta) d\eta$$

$$E_p = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \eta \cdot J_0(\beta n \cdot \eta) d\eta \quad (34)$$

(31) denkleminin temelinde gznnde tutularak (20),(21) ve (34) esitliklerinden,

$$J_1(\beta n) = 0 \quad \text{alinabilir.}$$

$$Z_p = \frac{1 - m}{\eta_2^2 - \eta_1^2} \cdot \frac{Q}{\lambda \cdot F}$$

$$Z_o = \frac{m}{\eta_0^2} \cdot \frac{Q}{\lambda \cdot F}$$

$$\mu_z = \frac{Z_o}{Z_p} = \frac{m}{1 - m} \cdot \frac{\eta_2^2 - \eta_1^2}{\eta_0} \quad (35)$$

$$D_n = \frac{2}{J_0^2(\beta n)} \cdot (Z_o \cdot E_o + Z_p \cdot Z_o)$$

Bu nedenle (27) denklemi $\beta_0=0$ köküyle ilgili T_o değeriyle beraber gözönünde tutulur.

$$\bar{T} = T_g - T = T_g - \frac{Q}{F} \cdot \left[\frac{1}{hg} + \frac{h}{\lambda} \cdot \xi + \frac{D}{\lambda} \cdot \psi \right] \quad (36)$$

$$= \frac{1 - m}{2 \cdot (\eta_2^2 - \eta_1^2)} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{J_0^2(\beta x)} \cdot \frac{\mu_z \cdot E_o + E_p}{\left[e^{\epsilon \cdot \beta n} - \frac{B_n}{A_n} \cdot e^{-\epsilon \cdot \beta n} \right]} \cdot \left[e^{\epsilon \cdot \beta n \cdot \xi} + \frac{B_n}{A_n} \cdot e^{-\epsilon \cdot \beta n \cdot \xi} \right] \cdot J_0(\beta n \cdot \eta)$$

Yukarıdaki denklemde piston kafasının seçilen herhangi bir noktasındaki sıcaklık kolay belirlenebilir. (36) eşitliğindeki

$\frac{Q}{F \cdot hg}$ terimi ortalama gaz sıcaklığına bağlı olarak piston kafasındaki sıcaklık düşüşünü verir. $\frac{Q \cdot D}{F \cdot \lambda} \cdot \xi$ terimi kafanın üst yüzeyinden $x = h \cdot \xi$ kadar bir derinlikteki ilave sıcaklık düşümünü verir. $\frac{Q \cdot D}{F \cdot \lambda} \cdot \psi$ terimi isi akisinin radyal sapmalarının bir sonucu olarak asıl sıcaklık seviyesinden sapmayı gösterir.

2.1.2." C " NOKTASININ SICAKLIGI:

C noktasinda;

$$\eta = \frac{1}{2} \cdot (\eta_1 + \eta_2) \quad \text{ve} \quad \xi = 1 \text{ dir}$$

$$T_c = T_g - \frac{Q}{F} \cdot \left[\frac{1}{h_g} + \frac{h}{\lambda} + \frac{D}{\lambda} \cdot \psi_c \right]$$

Piston kafasinin seçilen herhangi bir noktasinin sicakligi sicaklik farki C noktasıyla karsilastirildigi gibi - ki bu isil gerilmelerin karakteristigidir- asagidaki denklem vasi- tasiyla da gösterilebilir.

$$\Delta T = T - T_c = \frac{Q}{F} \cdot \frac{D}{\lambda} \cdot \Delta \psi$$

$$\Delta \psi = (1 - \xi) \cdot \frac{h}{D} + \psi_c - \psi$$

2.1.3.PISTON KAFASININ ISIL SARTLARI İÇİN BENZESİM KURALLARI:

(36) esitliginden görülür ki ψ miktarı yalnızca boyutsuz miktara baglidir.Bu yüzden ψ , ψ_c ve $\Delta \psi$ miktarlari boyutsuz isil karakteristikler olarak adlandirilir

$$= f(\eta_1, \eta_2, \eta_0, \epsilon, m, B_n/A_n)$$

B_n/A_n degeri (30) denkleminde Biot sayisiyla gösterilebilir.

$$\frac{B_n}{A_n} = \frac{\frac{2 \cdot \beta_n}{B_i} - 1}{\frac{2 \cdot \beta_n}{B_i} + 1}, \quad B_i = \frac{h_g \cdot D}{\lambda}$$

Bu nedenle

$$= f(\eta_1, \eta_2, \eta_0, \epsilon, m, B_i) \quad \text{ile ifade edilebilir.}$$

Geometrik benzerlik durumunda η_2, η_1, η_0 miktarlari dege- ri ve ϵ degeri sabit kalacaktır.Bu nedenle geometrik olarak benzeyen pistonlar B_i (Biot) sayisi ve m 'in sabit degerleri ile isil sartlari benzerligini saglar.

İlginçtir ki, ψ ve $\Delta\psi$ büyüklükleri gaz sıcaklığına bağlı değildir. Fakat yalnızca (hg) ısı transfer katsayısına bağlıdır. T sıcaklık farkı ısı gerilmesinin karakteristiği olarak

benzer ısı şartları için $\frac{Q}{F} \cdot D$ sonucunun özelliğidir.

Bu gösterir ki benzer $q_m = \frac{Q}{F}$ ısı akısı durumunda ısı gerilme sabit kalmaz, piston çapının artmasıyla artar.

2.2.GAZ İLE SOĞUTUCU ARASINDAKİ İSİL DİRENÇ:

2.2.1.PİSTON BASININ İSİL DİRENCİ:

Piston basının ısı direnci (19) denklemindekine benzer şekilde aşağıdaki bağıntıdan yararlanılarak hesaplanabilir.

$$R_c = \frac{T_g - T_c}{Q} \quad (37)$$

Yukarıdaki eşitliği (36) ile karşılaştırarak R_c için aşağıdaki ifade elde edilir.

$$R_c = \frac{1}{F} \cdot \left[\frac{1}{hg} + \frac{h}{\lambda} + \frac{D}{\lambda} \cdot \psi_c \right] \quad (38)$$

Bu sonuçla piston basının termal direnci üç parçadan oluşur.

1.Gaz ile piston baskısı arasındaki temas direnci; $\left[\frac{1}{F \cdot hg} \right]$

2.Aksiyal ısı direnci; $\left[\frac{h}{F \cdot \lambda} \right]$

3.Radyal ısı direnci; $\left[\frac{D \cdot \psi_c}{F \cdot \lambda} \right]$

Bazen yukarıdaki 2. ve 3. dirençlerin birleşimi için en iyisi

$$R_c = \frac{1}{F} \cdot \left[\frac{1}{hg} + \frac{D}{\lambda} \cdot \psi_{c'} \right] \quad \text{dir.} \quad (39)$$

$$\psi_{c'} = \psi_c + \frac{h}{D}$$

2.2.2.PISTON ETEGININ ISIL DIRENCİ:

Piston basına transfer olan isi miktarı etek yoluyla silindir duvarına tekrar transfer olacaktır.Böylece daha fazla hesaplama için etegin isil direnci bilinmelidir.

İkinci olarak söz edilen basit bir yola göre deneysel olarak elde edilebilir.Silindir duvarının ve pistonun C noktasının sıcaklığı saat basına silindir duvarına transfer olan isi miktarı ile benzer olarak hesaplanabilir.Etek direnci (19) eşitliğinden bu değerlerle elde edilebilir

Diğer deneysel metod ölçüm mühendisliği bakımlarından daha basit olarak C noktasının ve silindir duvarının sıcaklığının ölçülmesidir.Aynı şartlar altında (h_g ve T_g sabit) fakat su sıcaklığı farklıdır.Değerler bu yüzden su sıcaklığının fonksiyonu olarak örneklerle açıklanır ve çizilen eğrilerin tanjanti bu yolla isil direnci nitelendirir.

Gaz ve soğutucu arasındaki sıranın her bir kesiti için isil direnci gösterelim.

$$T_g - T_c = R_c \cdot Q$$

$$T_c - T_w = R_s \cdot Q_w = R_s \cdot (1 - m) \cdot Q$$

$$T_w - T_k = R_w \cdot Q_w = R_w \cdot (1 - m) \cdot Q$$

Yukarıdaki eşitliklerin bileşiminden

$$Q = \frac{T_g - T_w}{R_c + (1 - m) \cdot R_s} = \frac{T_g - T_k}{R_c + (1 - m) \cdot (R_s + R_w)}$$

Yukarıdaki ifadenin paydası gaz-piston-silindir-soğutucu zincirinin isil direncini verir.

$$R_E = R_c + (1 - m) \cdot (R_s + R_w)$$

$$T_w = \frac{T_g}{1 + \frac{R_c + (1 - m) \cdot R_s}{(1 - m) \cdot R_w}} + \frac{T_k}{1 + \frac{(1 - m) \cdot R_w}{R_c + (1 - m) \cdot R_s}}$$

$$T_c = \frac{T_g}{1 + \frac{R_c}{(1-m) \cdot (R_s + R_w)}} + \frac{T_k}{1 + \frac{(1-m) \cdot (R_c + R_w)}{R_c}} \quad (40)$$

m = 0 alınırsa;

$$\frac{1}{a} = \frac{T_w}{T_k} = \frac{1}{1 + \frac{1}{R_c + R_s}}$$

$$R_s = \left[\frac{b}{a} - 1 \right] \cdot R_c \quad (41)$$

$$R_w = b \cdot \left[1 - \frac{1}{a} \right] \cdot R_c$$

Diğer bir deyişle eğer a ve b biliniyorsa, etegin ve hatta silindir duvarının ısı dirençleri kolayca bulunabilir.

R_s ve R_w ısı dirençleri analitik olarak kolayca yaklaşık olarak hesaplanabilir. Bununla birlikte R_s ve R_w yüksek değildir ve bunların değerleri olarak bu yeterli bir çözümdür. (yaklaşık olarak R_E'nin %18-20'sidir.

Hesaplama amacı için piston etegi; dönen bir cisim olarak göz önünde tutulur. (Segmanların önceden belirlenmiş oyuklara yerleştirilmeleriyle beraber.)

Bosluklar ya yağ ile tamamen doludur ya da birbirlerinden sadece çok az derece ile daha farklı ısı iletimi katsayıları olan gaz ve kısmen yağ ile doludur

Eteğin ısı direnci bağımsız parçalardan hesaplanabilir ki bunlar segmanlar, segman bölgesi ve onların birbirleriyle bağlı olmasına göre sonra özetlenen dirence sahip etek ve segmanların ısı direnci aşağıda dikkate alınanların temelinde hesaplanabilir;

a) segmanların en üst ve en alt yüzeyinde iki paralel ısı akımı gözönünde tutulacaktır. (Q_i' ve Q_i'')

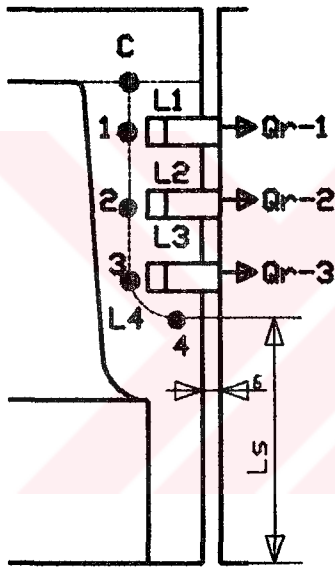
b) Müsterek olarak tarif edilen Q_r isi miktarı; herbir segmandan silindir duvarına transfer olur.

$$Q_r = \frac{T_i - T_w}{R_r}$$

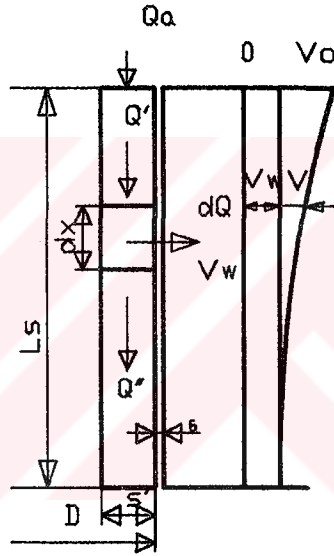
Isıl direncin değeri aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$R_r = \frac{1}{D \cdot \pi} \cdot \left[\frac{\delta r / 2}{2 \cdot a \cdot S \cdot \lambda_o} + \frac{1}{\lambda_r} + \frac{\delta w}{\lambda_o \cdot b} \right] \quad (42)$$

$$a = \frac{1}{\frac{2 \cdot 1}{\delta r} \cdot \frac{\lambda_o}{\lambda} + 1}$$



Sekil 4: Piston eteğine doğru ısı transferi



Sekil 5: Etek üzerindeki sıcaklık dağılımı

S : segmanın radyal yönde genişliği

λ : yağın ısı iletim katsayısı

λ_o : segman malzemesinin ısı iletim katsayısı

Segman aralıklarının direnci $L_1, L_2, \dots, L_i$ uzunluklarıyla tarif edilir ve basit bir yolla hesaplanabilir.

$$R_i = \frac{L_i}{\lambda \cdot f_i}$$

f_i : segman aralığının yatay kesitidir.

Etegin isi transfer sartlari çubuklara benzer.Bu nedenle sicaklik yalnızca etegin uzunlugu L_s boyunca degisimi üzerine alır ve herbir kesitin üzerinde degildir.Bu nedenle etegin en üst kösesi boyunca T_o sicakliginda Q_o isi miktarı transfer olur.

Sicaklik dagilimina karar vermek için, isil dengenin açıklaması için ucundan x kadar bir mesafede etekten dx parçası seçelim.

$$Q' - Q'' = dQ$$

Fourier kuralına göre;

$$Q' = -\lambda \cdot f \frac{dT}{dx}$$

ve

$$Q'' = -\lambda \cdot f \frac{d}{dx} \left[T + \frac{dT}{dx} dx \right]$$

$$Q' - Q'' = dQ = \lambda \cdot f \frac{d^2T}{dx^2} dx$$

Diğer bir deyişle

$$dQ = h \cdot U \cdot T \cdot dx$$

U : piston çevresi

Eğer dQ eşitliği yapılırsa aşağıdaki diferansiyel denklem elde edilir.

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{h \cdot U}{\lambda \cdot f} \cdot T = m^2 \cdot T \quad (43)$$

$$m = \sqrt{(h \cdot U) / (\lambda \cdot f)}$$

$$h = \frac{\lambda_o}{\delta s} \quad ; \text{yag filmi sayesinde etek ile silindirin duvarı arasındaki ısı transfer katsayısı}$$

$$U = D \cdot \pi \quad ; \text{piston çevresi}$$

$$f = d \cdot \pi \cdot s' \quad ; \text{etek kesiti}$$

m ifadesinde yukarıdaki ifadeleri koyarsak;

$$m = \sqrt{(\lambda_0/\lambda) \cdot [1 / (\delta s \cdot s')]} \quad (44)$$

ifadesi elde edilir.

(43) denkleminin genel çözümü;

$$T = C_1 \cdot e^{m \cdot x} + C_2 \cdot e^{-m \cdot x}$$

Etegin en alt kösesindeki transfer olan isi ihmal edilerek ve asagidaki denklemlere sinir sartlari eklenerek;

$$T = T_0 \cdot \frac{e^{m \cdot (L_s - x)} + e^{-m \cdot (L_s - x)}}{e^{m \cdot L_s} + e^{-m \cdot L_s}} \quad (45)$$

ya da

$$T = T_0 \cdot \frac{\cosh m \cdot (L_s - x)}{\cosh m \cdot L_s} \quad (46)$$

$x = L_s$ 'de etegin altinda sicaklik asagidaki degerde olur.

$$T = \frac{T_0}{\cosh m \cdot L_s} \quad (47)$$

Etek tarafından tasinan isi miktarı Q_0 'a varir.

$$Q_0 = -\lambda \cdot f \cdot \left[\frac{\partial T}{\partial x} \right]_{x=0} = \frac{T_0}{R_{s'}}$$

(45) denkleminde $\left[\frac{\partial T}{\partial x} \right]_{x=0}$ degeri bu ifadenin içine ali-

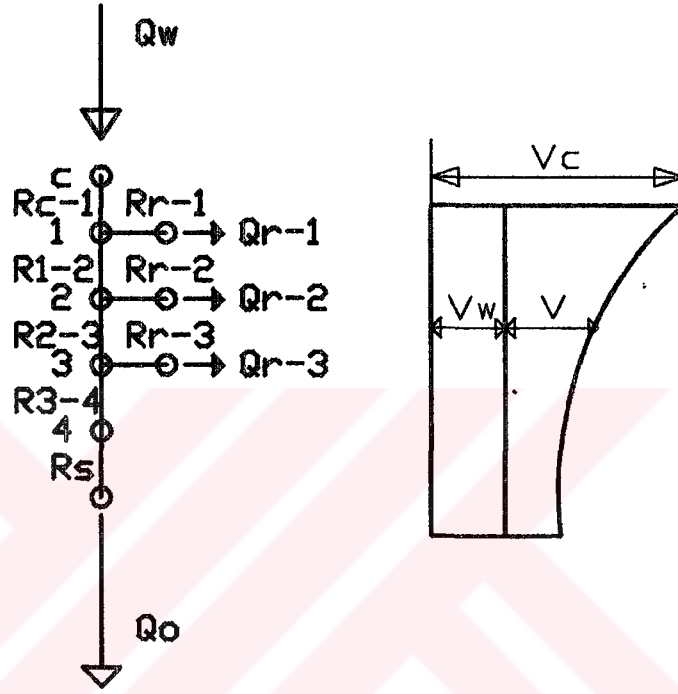
narak etegin isil direnci asagidaki formda gözönüne alinir.

$$R_{s'} = \frac{1}{m \cdot \lambda \cdot f \cdot \text{th}(m \cdot L_s)} \quad (48)$$

Piston eteginin isil direnci sekil.6.'da sematik olarak gösterilen birbiriyle bagli parçali dirençlerle özetlenerek elde edilir.

Bu nedenle;C noktasinda Q_w isi miktarı etege transfer olur ki sonra (R_{c-1}) direncine karsi C-1 kesiti boyunca ilerleyecektir.(1) noktasinda (Q_{r-1}) isi miktarı birinci segmandan (R_{r-1}) geçerek dagitilacaktır.Bundan baska isi miktarlari

segmanlardan geçerek (2) ve (3) noktalarında dağıtılır. Sonuçta kalan kısım etek üzerinden silindir duvarına transfer olur R_s' ve R_{3-4} dirençleri onlarla paralel olan R_{r-3} ile seri bağlıdır. Böylece 3 noktası için toplam direnç şöyle olur.



Sekil.6 Piston eteğinin ısı direnci

$$\frac{1}{R_3} = \frac{1}{R_{s'} + R_{2-3}} + \frac{1}{R_r} \quad (49)$$

R_3 'e bakılırsa; R_{r-2} paralel olarak bağlı iken R_{2-3} direnci tekrar seri olarak bağlıdır. Benzer şekilde yukarıdaki denklem için 2 noktasının bileşke denklemi;

$$\frac{1}{R_2} = \frac{1}{R_3 + R_{2-3}} + \frac{1}{R_r} \quad (50)$$

1 noktası için

$$\frac{1}{R_1} = \frac{1}{R_2 + R_{1-2}} + \frac{1}{R_r} \quad (51)$$

C noktası için

$$R_s = R_l + R_{c-1} \quad (52)$$

2.2.3.SİLİNDİR DUVARININ ISIL DIRENCİ

Silindir duvarının ısı direnci aşağıdakilerin temelinde yaklaşık olarak hesaplanır. Silindir duvarının sıcaklığı sabit bir ana değer olarak alınır ve eteğin ısı kaybı tüm yüzey üzerine sabit bir kuvvet olarak alınır.

Aslında bununla birlikte ne silindir duvar sıcaklığı ne de etek üzerindeki ısı transferi sabittir. Basit bir şekilde bahsedilen ısı direnci şöyle gösterilebilir.

$$R_w = \frac{T_w - T_k}{Q_k} \quad (53)$$

Burada dikkat edilmelidir ki toplam ısı direncin yaklaşık olarak %2.5-3 'ü silindir duvarının ısı direncine karşılık gelir ve bu yüzden hesaplamadaki basitleştirmeden dolayı oluşan hata önemsiz olarak hesaba katılabilir.

R_w direncinin değeri şöyle de hesaplanabilir;

$$R_w = \frac{(1 / h_w) + (\delta_w - \lambda_w)}{D \cdot \pi \cdot H} \quad (54)$$

2.3.ORTALAMA ISI TRANSFER KATSAYISI VE ORTALAMA GAZ SICAKLIĞI

Önceki hesaplamalarda her zaman sabit bir ısı transfer katsayısı ve benzer şekilde sabit bir gaz sıcaklığı vardı. İçten yanmalı motorların silindirlerinde yukarıdaki değerler mütemadiyen zamanla değişir ve bir sonuç olarak hem silindir duvar sıcaklığı hem de piston üst yüzey sıcaklığı benzer periyodik bir tarzda değişir. Bu sıcaklık değişimi diğer bir deyişle çok fazla önemli değildir. Sıcaklık dalgalanması 1500 - 2000 devir/dakika 'da 15 - 20 °C 'yi geçmez. Bu da sabit bir ısı transfer katsayısı ve gaz sıcaklığı ile bir hesa-

bi mümkün kilar.

Eger anlik isi transfer katsayisi ve gaz sicakligi degerleri bilinirse ortalama ortalama degerler asagidaki hususlari temelinde elde edilebilir. Isi transfer katsayisi ve gaz sicakliginin anlik degerlerini sirasiyla h_g ve T_g ile gösterelim. Bu durumda dF elemanteralani üzerinden transfer olan isi miktarı

$$\frac{Q}{F} = h_g \cdot (T_g - T)$$

h_g ve T_g degerleri yukaridaki integrale esit bir sonraki ifadeyle hesaplanan isi miktarı gibi bir tarzda seçilmiş olmalıdır.

Ortalama gaz sicakligi deneysel yoldan da hesaplanabilir. Bu sogutucu su sicakliginin fonksiyonu olarak silindir duvari ya da pistonun bir noktasindaki sicakligin ölçülmesine ihtiyaç gösterir. Hem teorik hem de deneysel olarak dogruluğu kanitlanabilen silindir duvar sicakligi sogutucu sicakligi ile lineer olarak degisir.

$$\frac{\partial T_w}{\partial T_k} = c = \text{sabit} \quad (55)$$

$$T_w = T_{w0} + c \cdot T_k$$

$T_{w0} : T_k = 0$ iken duvar sicakligi

Eger (55) esitligi deneysel olarak bulunursa T_g degeri entropolasyon ile elde edilebilir ki $T_k = T_w$ esitligine devam etmelidir. $T_w = T_g$ aranir. Bu sekilde hem yatay hem de dikey koordinatlar T_g 'e esitlenir ya da diger bir degisle aranan deger $T_w = f(T_k)$ ve 45° 'lik düz çizginin kesisim noktasini gösterir.

Pistonun herhangi bir seçilen noktasinin sicakligi da sogutma sicakligi ile lineer olarak degisecektir. Böylece $T = f(T_k)$ fonksiyonu ortalama gaz sicakliginin hesaplanması

için de kullanılabilir. Esitlik (55) 'de $T = T_k = T_g$ iken ortalama gaz sıcaklığı şu denklemden hesaplanır.

$$T_g = \frac{T_o}{1 - C} \quad (56)$$

T_o = piston sıcaklığı ($T_k = 0$ 'da)

Pistonun en üst yüzeyinin merkezinde bir sıcaklık ölçümü daha çok tercih edilir. Bu durumda C değeri ölçüm tam olarak maksimum verilirken minimum olur.

2.4. PISTONUN ISIL SARTLARDA İŞLETME FAKTÖRLERİ VE

DİZAYN ETKİSİ

(36) Denklemiyle kanıtlandığı gibi piston sıcaklığı işletme faktörleri ve dizayn sayısına bağlıdır. Mukavemet ihtiyaçlarının ötesinde bu faktörler verilen şartlar altında önceden tahmin edilmiş bir değeri asan piston sıcaklığını önlemek gibi bir tarzda tarif edilmelidir.

Pistonun sıcaklık dağılımını etkileyen en önemli dizayn faktörleri;

- a) piston çapı
- b) piston baskı kalınlığı
- c) segman bölgesinde piston etek kalınlığı

En önemli işletme faktörleri;

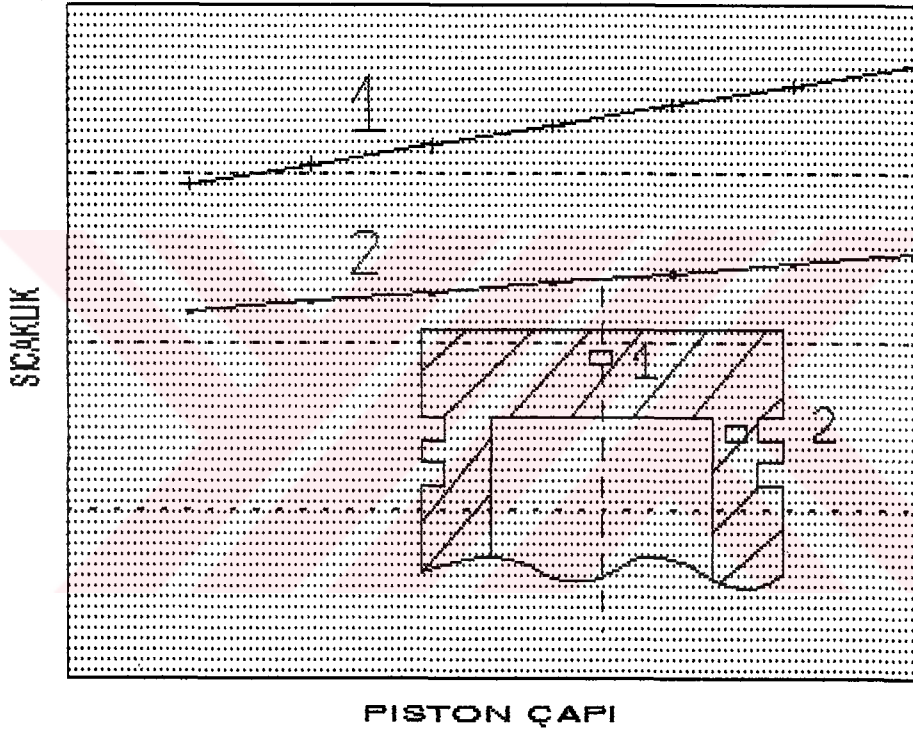
- a) piston yüzey verimi
- b) piston basının yağ ile soğutulması
- c) soğutucu sıcaklığı

2.4.1. PISTON ÇAPI:

Geometrik olarak benzer piston durumlarında piston çapı sıcaklık dağılımının gelişimini önemli ölçüde etkiler. (36) denkleminde takip edildiğinde artan piston çapı hemen hemen lineer olarak artan sıcaklığı gösterir. Sonuçta lineer olmakla

arasındaki fark Biot sayısının değişiminden dolayıdır.

Sekil 7'de piston çapının fonksiyonu olarak pistonun karakteristik noktalarının sıcaklık değişimini gösterir. Özellikle piston merkez sıcaklığının, en üst segmanın sıcaklık artışı benzer şekilde önemli olmasına rağmen artan çapla beraber arttığı görülür. Geniş çaplı pistonlar bu yüzden yağ ile soğutulmalıdır.



Sekil.7:Piston sıcaklığının çapın fonksiyonu olarak değişimi

2.4.2.PISTON BASI KALINLIĞI:

Bu değer de pistonun sıcaklık dağılımından önemli derecede etkilendir. (h/D) oranı düşerse pistonun en üst merkez sıcaklığı yükselir, kafadaki maksimum sıcaklık düşüşü artar. Aynı zamanda en üst segman sıcaklığında ufak bir düşme meydana gelir

En üst segman sıcaklığındaki ufak düşüş, o düştüğünde o suretle benzer şekilde isi akısındaki azalış, kafa kalınlığının

daha büyük isil direncinden dolayıdır. Pistonun en üst merkezinin sıcaklık artışı kafanın uygun şekilde soğuk olması hariç $h/D = 0.10 - 0.12$ 'den daha büyük bir değere müsaade etmez.

2.4.3. PISTON ETEK KALINLIĞI:

Önemli bir miktarı için sıcaklık artışını etkilemez. Artan bir etek kalınlığı hem kafa hem de segmanların sıcaklığını biraz düşürecektir. Pratikte etekle kafa arasındaki bağlantıyı sağlamak en iyisidir.

2.4.4. PISTON YÜZEY VERİMİ:

Piston yüzeyinin veriminin etkisi; eğer ortalama ısı transfer katsayısı ve esdeğer gaz sıcaklığı bilinirse; tam olarak çalışabilir. Bunlar süpersarj miktarına, hava fazlalık katsayısına ve hıza bağlıdır. Kompresyon oranı çevrimin maksimum basıncı ve sonuç olarak ısı transfer katsayısını da etkiler. Bu yüzden sıcaklık artışında kompresyon oranının etkisini de gözönüne almak gerekir.

Süpersarj basıncının artması ile piston sıcaklığı hemen hemen lineer olarak artacaktır. Sıcaklık görüldüğü gibi artan hava fazlalık katsayısı ve düşen sıkıştırma oranı ile düşer.

Artan hava fazlalık katsayısı ile sıcaklık hiperbolik olarak düşer. Böylece verim de benzer şekilde düşecektir.

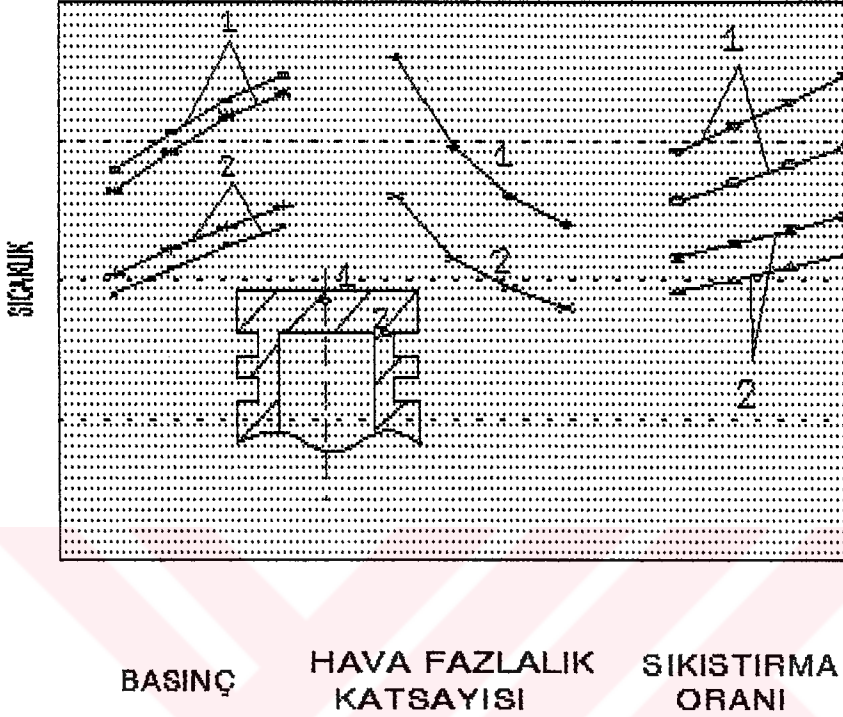
$$h \approx p^{0.7} \approx \left[\frac{1.37}{\epsilon} \right]^{0.7} \approx \frac{0.96}{\epsilon}$$

Kompresyon oranı lineer olarak piston sıcaklığını artırır. Motorun süpersarj basıncı yükseldikçe tercih edilen kompresyon oranı düşer.

2.4.5. PISTON BASININ YAĞ İLE SOĞUTULMASI:

Bu yöntem sıcaklık düşürülmesi için bir diğer etkili methodur. Ağır hizmet makinalarında piston sıcaklığını uygun se-

viyede tutmak için bu tek metoddur.Yagla sogutma ile piston basindaki sicaklik düsüsü ve bileske isil gerilme önemli de- recede azalir.



Eger degisik sogutma yöntemlerinden biri kullanilirsä si- caklik bölgesi yalnızca sinirli element metodu ile ya da al- ternatif modelleme yöntemiyle hesaolanabilir.

2.4.6.SOGUTUCU SICAKLIĞI:

Sogutucu sicakligi da piston sicakligini etkiler.Artan so- gutucu su sicakligi hem piston merkez sicakligini hem de en üst segman sicakligini hemen hemen benzer sekilde artiracak- tir ve sonuç olarak piston basindaki sicaklik düsüsü hemen hemen sabit kalacaktır.

Sogutucu sicakligi lineer bir sekilde piston segman sicak- ligini artirir.

$$\frac{T_{r-1}}{T_k} = \text{sabit}$$

Hesaplamalara göre, en üst segman sıcaklığı soğutucu sıcaklığının yaklaşık % 50-60'ı kadar azalacaktır. Yani,

$$T_{r-1} = (0.5 - 0.6) \cdot T_k$$

3.BÖLÜM:YAKIT VE KİMYASAL REAKSIYONLAR

Otomobil motorlarında kullanılan yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri motor tipine, dizayn özelliklerine çalışma prosesinin parametrelerine ve hizmet şartlarına bağlı belirli şartları yerine getirmelidir.

Modern benzinli motorları esas olarak petrolün destilasyon yoluyla rafine edilir ve Craking yöntemi uygulanan ya da her ikisinin karışımı olarak sunulan benzinle çalışır. Bu yakit oktan sayısı ile ifade edilir. Diesel yakitinin ise temel özellikleri setan sayısı ile belirtilir.

Otomobil ve traktör motorlarında yaygın olarak kullanılan yakıtların tümü değişik hidrokarbonların karışımını içerir ve onların elementleriyle ilgili bileşimlerinden farklıdır.

Sıvı yakıtların (benzin, diesel yakiti) elementel terkihi genellikle kütle birimi (kg) içinde verilir.

$$c + h + o = 1 \quad (57)$$

c: 1 kg yakit içindeki toplam karbon kütlesi

h: 1 kg yakit içindeki toplam hidrojen kütlesi

o: 1 kg yakit içindeki toplam oksijen kütlesi

Benzinin ve Diesel yakitinin toplam kütle içindeki elementel terkihi şöyledir.

Tablo.3

YAKIT	C (kg)	H (kg)	O (kg)
Benzin	0.855	0.145	—
Diesel yakiti	0.870	0.126	0.004

3.1.YANMADA KİMYASAL REAKSIYONLAR

Yakitın bir kütle veya hacminin tam yanması teorik hava

ihtiyacı diye adlandırılan belirli bir hava miktarını gerektirir.

$$l_o = \frac{1}{0.23} \cdot \left[\frac{8}{3} \cdot c + 8 \cdot h - o \right] \quad (58)$$

$$L_o = \frac{1}{0.208} \cdot \left[\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right] \quad (59)$$

l_o : 1 kg yakıtın yanması için gerekli kg cinsinden teorik hava ihtiyacı (kg hava/kg Y)

L_o : 1 kg yakıtın yanması için gerekli kmol cinsinden teorik hava ihtiyacı (kmol hava/kg Y)

0.23: 1 kg hava içindeki oksijen miktarı

0.208: 1 kmol hava içindeki oksijen miktarı

$$l_o = \mu_a \cdot L_o \quad (60)$$

$\mu_a = 28.96$; 1 kmol havanın kütlesi

Motorun çalışma şartlarına, güç kontrol metoduna, yakıt-hava karışımının tipine ve yanma şartlarına bağlı olarak yakıtın her bir kütlesi ya da hacmi, yakıtın tam yanması için gerekli olan teorik hava ihtiyacından daha büyük, eşit ya da daha az olabilen belirli bir miktar hava gerektirir.

1 kg yakıtın yanması ile yanmaya katılan gerçek hava miktarı l (ya da L) ile teorik hava ihtiyacı l_o (ya da L_o) arasındaki ilişki hava fazlalık katsayısı diye adlandırılır.

$$\alpha = \frac{l}{l_o} = \frac{L}{L_o} \quad (61)$$

Nominal güçte çeşitli motorlar için kullanılan α değerleri

Benzinli motorlarda 0.80 ÷ 0.96

Ön yanma odalı motorlarda 0.85 ÷ 0.98

Açık yanma odalı Diesel motorlarda 1.50 ÷ 1.70

Türbilans odalı Diesel motorlarda 1.30 ÷ 1.45

Ön yanma odalı Diesel motorlarda 1.40 ÷ 1.50

Süpersarjli Diesel motorlarda 1.30 ÷ 2.20

α degerinin azaltılması, motoru kuvvetlendirme yollarından biridir. Belirli motor verimi için hava fazlalık katsayısında-ki bir azalma (belirli limite kadar) daha küçük silindir boyutlariyla sonuçlanır. Bununla birlikte α 'daki bir azalma tam olmayan yanmayla sonuçlanır, motor isil gerilmeleri artar. Pratik olarak bir motorda yakitin tam yanması yalnızca $\alpha > 1$ durumunda mümkündür.

Benzinli motorlarda yanabilir karışım (taze dolgu) hava ve buharlaştırılmış yakit içerir.

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{m_f} \quad (62)$$

M_1 : yanabilir karışım miktarı ; (kmol yan.kar./kg Y)

m_f : yakit buharının moleküler kütlesi ; (kg/kmol)

$m_f = 110 \div 120$ (kg/kmol) ;benzin için

$m_f = 180 \div 200$ (kg/kmol) ;Diesel yakiti için

Diesel motorları için M_1 degerinin belirlenmesinde ($1/m_f$) degeri ihmal edilir. Çünkü hava hacmi ile mukayese edildiğinde çok küçüktür. Bu nedenle Diesel motorlarında

$$M_1 = \alpha \cdot L_o \quad (63)$$

Herhangi bir yakit için yanabilir karışımın kütlesi;

$$m_1 = \alpha \cdot L_o + 1 \quad (64)$$

m_1 : yanabilir karışımın kütle miktarı ; (kg yan.kar./kg Y)

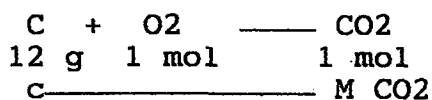
Yanma tam olduğunda ($\alpha \geq 1$) yanma ürünleri;

CO₂ :Karbondiyoksit

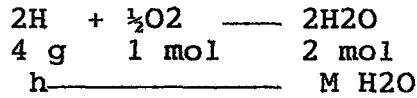
H₂O :Su buharı

O₂ :Artık oksijen

N₂ :Azot



$$M_{CO_2} = \frac{c}{12} ; \quad (\text{ kmol CO } / \text{ kg Y }) \quad (65a)$$



$$M_{H_2O} = \frac{h}{2} ; \quad (\text{ kmol H}_2\text{O} / \text{ kg Y }) \quad (65b)$$

$$M_{O_2} = 0.208 \cdot (\alpha - 1) \cdot Lo \quad (\text{ kmol O}_2 / \text{ kg Y }) \quad (65c)$$

$$M_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot Lo \quad (\text{ kmol N}_2 / \text{ kg Y }) \quad (65d)$$

Toplam yanma ürünleri miktarı;

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \quad (66)$$

$$M_2 = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0.208 \cdot (\alpha - 1) \cdot Lo + 0.792 \cdot \alpha \cdot Lo$$

$$M_2 = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + (\alpha - 0.208) \cdot Lo \quad (\text{ kmol yan ür / kg Y })$$

Tam yanma olmadığı durumda ($\alpha < 1$) yanma ürünleri;

CO :Karbonmonoksit

CO₂ :Karbondiyoksit

H₂O :Su buharı

H₂ :Serbest hidrojen

N₂ :Azot

$$M_{CO_2} = \frac{c}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot Lo \quad (\text{ kmol CO } / \text{ kg Y }) \quad (67a)$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot Lo \quad (\text{ kmol CO } / \text{ kg Y }) \quad (67b)$$

$$M_{H_2O} = \frac{h}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot Lo \quad (\text{ kmol H}_2\text{O} / \text{ kg Y }) \quad (67c)$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot Lo \quad (\text{ kmol H}_2 / \text{ kg Y }) \quad (67d)$$

$$M_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot Lo \quad (\text{ kmol N}_2 / \text{ kg Y }) \quad (67e)$$

K;yanma ürünlerinin ihtiva ettiği karbonmonoksit degeri-
nin hidrojen miktarına oranına bagli bir degerdir.

$$K = 0.45 \div 0.50 \quad ; \quad \text{benzin için}$$

Tam yanma olmadigi durumda toplam yanma ürünleri miktarı;
Tam yanma olmadigi zaman toplam yanma ürünleri miktarı:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \quad (\text{kmol yan.ür./kg Y})$$

$$M_2 = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0.792 \cdot \alpha \cdot L_o \quad (\text{kmol yan.ür./kg Y}) \quad (68)$$

Yanma sirasinda mol sayisindaki degisim fark olarak belir-
tilir.

$$\Delta M = M_2 - M_1 \quad (\text{kmol kar./kg Y}) \quad (69)$$

Sivi yakitlarda yanma ürünlerinin mol sayisi her zaman
taze dolgunun mol sayisindan büyüktür.Yanma ürünlerinin hac-
mindeki ΔM farki yakit moleküllerinin yeni molekül form-la-
rina dönüşmesi sirasinda kimyasal reaksiyonun bir sonucu ola-
rak toplam moolekül sayisindaki artistan dolayidir.

Yanma ürünlerinin mol sayisindaki bir artis olumlu bir
faktördür.(yanma ürünlerinin hacmini genislettiği gibi)Böyle-
gazlar genislediginde küçük bir artisa yardımcı olur.Yanma
sirasinda küçük hacim degisimi yanabilir karisimin moleküler
degisim katsayisi (μ_o) olarak degerlendirilir.

μ_o :yanma ürünlerinin mol sayisinin yanabilir karisimin
mol sayısına oranidir.

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} \quad (70)$$

Sivi yakitlar için μ_o degeri her zaman 1'den büyüktür ve
hava fazlalık katsayisinin azalmasıyla artar. $\alpha=1$ 'e tekabül
eden egrideki kırıklık CO_2 'nin teskili ile yakit karbonunun
tam yanması ve karbonmonoksitin kesilmesinden dolayı meydana
gelir.

Silindirde hava yakit karisimi taze dolgu (yanabilir ka-

risim); M_1 ve artık gazlar; M_r 'den oluşur. Artık gazların küçük bir kısmı artık gaz katsayısı; γ_r terimiyle belirtilir.

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} \quad (71)$$

Toplam karışımın (yanabilir karışım + artık gazlar) yanması sırasında hacimdeki bir değişim karışımın gerçek moleküler değişim katsayısı için olanak verir. Gerçek moleküler değişim katsayısı; μ yanma sonrası silindirde gazın toplam mol sayısının ($M_2 + M_r$), yanma öncesi mol sayısına ($M_1 + M_r$) oranıdır.

$$\mu = \frac{(M_2 + M_r)}{(M_1 + M_r)} = \frac{(\mu_0 + \gamma_r)}{(1 + \gamma_r)} \quad (72)$$

(67) eşitliğinden karışımın gerçek moleküler değişim katsayısı μ , nün artık gaz katsayısı γ_r ve yanabilir karışımın moleküler değişim katsayısı μ_0 'a bağlı olduğu görülür. μ_0 ise yakıt kompozisyonuna ve hava fazlalık katsayısı α 'ya bağlıdır.

α 'daki azalmayla gerçek moleküler değişim katsayısı yükselir ve zengin karışım için ($\alpha < 1$) en yoğun değeridir.

μ değerinin limitleri;

$\mu = 1.02 \div 1.12$;benzinli motorlar için

$\mu = 1.01 \div 1.06$;Diesel motorlar için

3.2.YAKIT VE YAKIT HAVA KARISIMININ YANMA ISISI:

Yakıtın yanma isisi yakıtın bir hacim biriminin ya da kütle biriminin tam yanması sırasında açığa çıkan ısı miktarıdır. Üst yanma isisi H_o , alt yanma isisi H_u 'dur. Üst yanma isisi yanma ürünleri soğudugunda su buharının kondensasyon (yogusma) isisi dahil yakıtın tam yanmasıyla açığa çıkan ısı miktarıdır. Alt yanma isisi su buharının kondensasyon isisi hariç yakıtın tam yanmasıyla açığa çıkan ısı miktarıdır. H_u su bu-

harinin gizli ısısisinin degerinden dolayi üst yanma ısısi;

H_o 'dan daha küçüktür.İçten yanmalı motorlarda ekzost gazları su buharının yogusma sıcakligından daha yüksek bir sıcaklıkta atılır.Pratik olarak yakıt ısısisinin tahmini degeri alt yanma ısısi ile yapılır.Alt yanma ısısi genellikle Mendeleev formülü ile belirtilir.[MJ / kg]

$$H_u = 33.91 \cdot c + 125.6 \cdot h - 10.89 \cdot (o - s) - 2.51 \cdot (9 \cdot h + w) \quad (73)$$

w : yakıtın hacim birimi ya da kütle biriminin,yanma ürünleri içindeki su buhari miktarıdır.

Otomobil motorları için alt yanma ısısisinin yaklaşık degerleri şöyledir;

$$H_u = 44.0 \text{ MJ/kg} \quad \text{benzin için}$$

$$H_u = 42.5 \text{ MJ/kg} \quad \text{Diesel yakiti için}$$

Yakıtın ısıil degerini hesaplamak için sadece yakıtın yanma ısısisini değil,yakıt hava karışımının ısısi da kullanılmalıdır.Yakıtın yanma ısısisinin yanabilir karışımın toplam miktarına oranı genellikle yanabilir karışımın yanma ısısi olarak adlandırılır.Hacim birimi için (kmol) H_u ;dan söz edildiğinde $H_{w.m}$; (MJ/kmol yan.kar.), kütle birimi için ise $H_{w.m}$; (MJ/kg yan.kar.) olacaktır.

$$H_{w.m} = \frac{H_u}{M_1} \quad \text{ya da} \quad H_{w.m} = \frac{H_u}{m_1} \quad (73)$$

Motorun $\alpha < 1$ 'de çalışmasında oksijen eksikliginden dolayi yakıtın kimyasal olarak tam olmayan yanması gerçekleşir.

$$H_u = 119.95 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o \quad (74)$$

Bu yüzden $\alpha < 1$ durumunda (73) formülü şöyle uygulanır;

$$H_{w.m} = \frac{(H_u - \Delta H_u)}{M_1} \quad \text{ya da} \quad H_{w.m} = \frac{(H_u - \Delta H_u)}{m_1} \quad (74)$$

Esit α degerlerinde Diesel yakıt- hava karışımının yanma ısısi benzin-hava karışımının yanma ısısından çok az daha

yüksektir. Bu aynı miktar yakıt için Diesel yakıtının tam yanmasının benzinin tam yanmasına oranla daha az hava gerektirdiğini açıklar.

Yanabilir karışımdan çok ısı gazından (yanabilir karışım + artık gazlar) dolayı yanma ürünleri meydana geldiğinden dolayı ısı gazının toplam miktarı için, yakıtın yanma ısı için ısı gazından bahsetmek daha uygundur.

$\alpha \leq 1$ 'de ;

$$H_{w.m} = \frac{H_u}{(M_l + M_r)} = \frac{H_u}{M_l \cdot (1 + \gamma_r)} \quad (\text{MJ/kmol ısı g.}) \quad (75)$$

$\alpha > 1$ 'de

$$H_{w.m} = \frac{(H_u - \Delta H_u)}{M_l \cdot (1 + \gamma_r)} \quad (\text{MJ/kmol ısı g.}) \quad (76)$$

(75) ve (76) eşitliklerinden görülür ki ısı gazının yanma ısı yanabilir karışımın yanma ısısındaki değişim oranında değişir. Esit hava fazlalık katsayısı için , ısı gazının yanma ısı artık gazların katsayısındaki azalma ile artar.

3.3.GAZLARIN ISI KAPASİTESİ:

Belirtilen proseste verilen ısı miktarının sıcaklık farkına oranı ortalama ısı kapasitesi (spesifik ısı) diye adlandırılır. Buradaki sıcaklık farkı sonlu değerdir. Isı kapasitesinin sıcaklığa ve ortalama basınca, fiziksel özelliklere ve prosesin yapımına bağlıdır.

Isı prosesini hesaplamak için genellikle sabit hacimde ortalama molar ısı kapasitesi (m_{cv}) ve sabit basınçta ortalama molar ısı kapasitesi (m_{cp}); [kJ/kmol deg.] kullanılır.

$$m_{cp} - m_{cv} = 8.315 \quad (77)$$

Sıcaklığa göre çeşitli gazların molar ısı kapasitesini belirtmek için tablolar veya grafiklerle verilen ampirik for-

Tablo.4

t[°C]	Belirli gazların ortalama molar isi kapasitesi (kJ/kmol deg)						
	hava	O2	N2	H2	CO	CO2	H2O
0	20.759	20.960	20.705	20.303	20.809	27.546	25.185
100	20.839	21.224	20.734	20.621	20.864	29.799	25.428
200	20.985	21.617	20.801	20.759	20.989	31.746	25.804
300	21.207	22.086	20.973	20.809	21.203	33.442	26.261
400	21.475	22.564	21.186	20.872	21.475	34.936	26.776
500	21.781	23.020	21.450	20.935	21.785	36.259	27.316
600	22.091	23.447	21.731	21.002	22.112	37.440	27.881
700	22.409	23.837	22.028	21.094	22.438	38.499	28.476
800	22.714	24.188	22.321	21.203	22.756	39.450	29.079
900	23.088	24.511	22.610	21.333	23.062	40.304	29.694
1000	23.284	24.804	22.882	21.175	23.351	41.079	30.306
1100	23.548	25.072	23.142	21.630	23.623	41.786	30.913
1200	23.795	25.319	23.393	21.793	23.878	42.427	31.511
1300	24.029	25.549	23.627	21.973	24.113	43.009	32.093
1400	24.251	25.763	23.849	22.153	24.339	43.545	32.663
1500	24.460	25.968	24.059	22.333	24.544	44.035	33.211
1600	24.653	26.160	24.251	22.518	24.737	44.487	33.743
1700	24.837	26.345	24.435	22.698	24.917	44.906	34.262
1800	25.005	26.520	24.603	22.878	25.089	45.291	34.756
1900	25.168	26.692	24.766	23.058	25.248	45.647	35.225
2000	25.327	26.855	24.917	23.234	25.394	45.977	35.682
2100	25.474	27.015	25.063	23.410	25.537	46.283	36.121
2200	25.612	27.169	25.202	23.577	25.666	46.568	36.540
2300	25.746	27.320	25.327	23.744	25.792	46.832	36.942
2400	25.871	27.471	25.449	23.908	25.909	47.079	37.331
2500	25.993	27.613	25.562	24.071	26.022	47.305	37.704
2600	26.120	27.753	25.672	24.234	26.120	47.515	38.060
2700	26.250	27.890	25.780	24.395	26.212	47.710	38.395
2800	26.370	28.020	25.885	24.550	26.300	47.890	38.705

Tablo.5

Gaz	Belirli gazların sabit hacimde ortalama molar isi kapasitelerini veren formüller; [kJ/kmol deg]	
	0 ÷ 1500 [°C]	1501 ÷ 2800 [°C]
Hava	$m_{cv} = 20.600 + 0.002638 \cdot t$	$m_{cv} = 22.387 + 0.001449 \cdot t$
Oksijen (O2)	$m_{cvO2} = 20.930 + 0.004641 \cdot t - 0.00000084 \cdot t^2$	$m_{cvO2} = 23.723 + 0.001550 \cdot t$
Azot (N2)	$m_{cvN2} = 20.398 + 0.002500 \cdot t$	$m_{cvN2} = 21.951 + 0.001457 \cdot t$
Hidrojen (H2)	$m_{cvH2} = 20.684 + 0.000206 \cdot t + 0.000000588 \cdot t^2$	$m_{cvH2} = 19.678 + 0.001758 \cdot t$
Karbonmonoksit (CO)	$m_{cvCO} = 20.597 + 0.002670 \cdot t$	$m_{cvCO} = 22.490 + 0.001430 \cdot t$
Karbondioksit (CO2)	$m_{cvCO2} = 27.941 + 0.019 \cdot t - 0.000005487 \cdot t^2$	$m_{cvCO2} = 39.123 + 0.003349 \cdot t$
Su buhari (H2O)	$m_{cvH2O} = 24.953 + 0.005359 \cdot t$	$m_{cvH2O} = 26.670 + 0.004438 \cdot t$

müller kullanılır.

Sabit hacimde belirli gazların ortalama molar ısı kapasite değerleri Tablo 4' te verilmistir.Tablo 5' ten faydalanılarak belirli sıcaklıklar için ortalama molar ısı kapasiteleri hesaplanabilir.Ampirik formül ile hesaplanan ortalama molar ısı kapasitesinin değeri tabloda gösterilen dğerlerle % 1.8 oranında doğrudur.

Hesaplamaları yaparken benzinli ve Diesel motorlarda taze dolgunun ısı kapasitesi,genellikle havanın ısı kapasitesine esit alınır.Yani yakıt buharının etkisi hesaba katılmaz.

Yanma ürünlerinin ortalama molar ısı kapasitesi gaz karışımının ısı kapasitesi olarak hesaplanır.

$$(m \text{ cv}''')_{\text{to}}^{\text{tx}} = \sum_{i=1}^n r_i \cdot (m \text{ cvi}'')_{\text{to}}^{\text{tx}} \quad (\text{kJ/kmol deg}) \quad (78)$$

r_i :verilen karışimdaki herbir gazın hacim kesridir.

$(m \text{ cvi}'')_{\text{to}}^{\text{tx}}$:Verilen karışımı içeren herbir gazın tx ;karışım sıcaklığındaki ortalama molar ısı kapasitesidir.

Yanmanın tam olduğu durumda ($\alpha \geq 1$) yanma ürünleri karbon-dioksit,su buharı,azot ve oksijen karışimidir.

$$(m \text{ cv}''')^{\text{tz}} = \frac{1}{M_2} \cdot \left[(M \text{ CO}_2) \cdot (m \text{ cv}''\text{CO}_2)^{\text{tz}} + (M \text{ H}_2\text{O}) \cdot (m \text{ cv}''\text{H}_2\text{O})^{\text{tz}} + (M \text{ N}_2) \cdot (m \text{ cv}''\text{N}_2)^{\text{tz}} + (M \text{ O}_2) \cdot (m \text{ cv}''\text{O}_2)^{\text{tz}} \right] \quad (79)$$

tz :görünür yanma sonunda yanma sıcaklığı.

Yanmanın tam olmadığı durumda ($\alpha < 1$) yanma ürünleri karbon-dioksit,karbonmonoksit,su buharı,serbest hidrojen ve azottur Tablo 6.'da α değerlerine göre benzinin (tekibi; $c=0.855$, $h=0.145$) yanma ürünlerinin ortalama molar ısı kapasiteleri,

Tablo.6

t[°C]	Benzinin yanma ürünlerinin belirli α değeri için ortalama molar isi kapasiteleri; [kJ/kmol deg]											
	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25
0	21.683	21.786	21.880	21.966	22.046	22.119	22.187	22.123	22.065	22.011	21.962	21.916
100	21.902	22.031	22.149	22.257	22.356	22.448	22.533	22.457	22.388	22.325	22.266	22.216
200	22.140	22.292	22.431	22.559	22.676	22.784	22.885	22.796	22.722	22.650	22.584	22.523
300	22.445	22.618	22.776	22.921	23.055	22.973	23.293	23.200	23.115	23.036	22.964	22.898
400	22.777	22.968	23.143	23.303	23.450	23.586	23.712	23.613	23.521	23.437	23.360	23.289
500	23.138	23.345	23.534	23.707	23.867	24.014	24.150	24.045	23.948	23.859	23.777	23.702
600	23.507	23.727	23.929	24.113	24.284	24.440	24.586	24.475	24.373	24.280	24.193	24.114
700	23.882	24.115	24.328	24.523	24.702	24.868	25.021	24.905	24.798	24.700	24.610	24.527
800	24.249	24.493	24.715	24.919	25.107	25.280	25.441	25.319	25.208	25.106	25.012	24.925
900	24.608	24.861	25.092	25.304	25.500	25.680	25.847	25.720	25.604	25.498	25.400	25.309
1000	24.949	25.211	25.449	25.668	25.870	26.056	26.229	26.098	25.977	25.867	25.766	25.672
1100	25.276	25.545	25.791	26.016	26.224	26.415	26.593	26.457	26.333	26.219	26.114	26.016
1200	25.590	25.866	26.118	26.349	26.562	26.758	26.940	26.800	26.672	26.554	26.446	26.345
1300	25.887	26.168	26.426	26.662	26.879	27.080	27.265	27.121	26.989	26.868	26.757	26.653
1400	26.099	26.456	26.719	26.959	27.180	27.385	27.574	27.426	27.291	27.166	27.051	26.945
1600	26.685	26.982	27.253	27.501	27.729	27.941	28.136	27.981	27.836	27.708	27.588	27.477
1700	26.924	27.225	27.499	27.751	27.983	28.197	28.395	28.236	28.091	27.958	27.835	27.722
1800	27.147	27.451	27.728	27.983	28.218	28.434	28.634	28.473	28.324	28.188	28.063	27.948
1900	27.359	27.667	27.948	28.205	28.442	28.661	28.863	28.698	28.548	28.409	28.282	28.164
2000	27.559	27.870	28.153	28.413	28.652	28.873	29.078	28.910	28.757	28.616	28.487	28.367
2100	27.752	28.065	28.351	28.613	28.854	29.077	29.283	29.113	28.958	28.815	28.684	28.562
2200	27.935	28.251	28.539	28.803	29.046	29.270	29.478	29.306	29.148	29.004	28.870	28.747
2300	28.104	28.422	28.712	28.978	29.223	29.449	29.658	29.484	29.324	29.177	29.042	28.917
2400	28.268	28.588	28.879	29.147	29.394	29.621	29.832	29.655	29.494	29.345	29.209	29.082
2500	28.422	28.744	29.037	29.305	29.553	29.782	29.993	29.815	29.652	29.502	29.364	29.236
2600	28.570	28.892	29.187	29.458	29.706	29.936	30.149	29.969	29.804	29.653	29.513	29.384
2700	28.711	29.036	29.332	29.604	29.854	30.085	30.298	30.116	29.950	29.797	29.657	29.527
2800	28.847	29.173	29.470	29.743	29.994	30.226	30.440	30.257	30.090	29.936	29.794	29.663

Tablo.7

Diesel yakıtının yanma ürünlerinin belirli α değeri için ortalama molar isi kapasiteleri;[kJ/kmol deg]												
t[°C]	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6
0	22.184	22.061	21.958	21.870	21.794	21.728	21.670	21.572	21.493	21.428	21.374	21.328
100	22.545	22.398	22.275	22.169	22.078	21.999	21.929	21.812	21.717	21.640	21.574	21.519
200	22.908	22.742	22.602	22.482	22.379	22.289	22.210	22.077	21.970	21.882	21.808	21.745
300	23.324	23.142	22.989	22.858	22.745	22.647	22.560	22.415	22.300	22.202	22.121	22.052
400	23.750	23.554	23.390	23.249	23.128	23.022	22.930	22.774	22.648	22.544	22.457	22.384
500	24.192	23.985	23.811	23.662	23.533	23.421	23.322	23.157	23.023	22.914	22.822	22.743
600	24.631	24.413	24.229	24.073	23.937	23.819	23.716	23.541	23.401	23.285	23.188	23.106
700	25.069	24.840	24.648	24.484	24.342	24.218	24.109	23.927	23.780	23.659	23.557	23.471
800	25.490	25.251	25.050	24.879	24.731	24.602	24.488	24.298	24.144	24.018	23.912	23.822
900	25.896	25.648	25.439	25.261	25.107	24.973	24.855	24.657	24.487	24.366	24.256	24.162
1000	26.278	26.021	25.804	25.620	25.460	25.321	25.199	24.993	24.828	24.692	24.578	24.481
1100	26.641	26.375	26.151	25.960	25.795	25.652	25.525	25.313	25.142	25.001	24.883	24.783
1200	26.987	26.713	26.482	26.286	26.116	25.967	25.837	25.618	25.442	25.296	25.175	25.071
1300	27.311	27.029	26.792	26.589	26.415	26.262	26.128	25.903	25.722	25.572	25.447	25.341
1400	27.618	27.328	27.085	26.877	26.698	26.541	26.404	26.173	25.986	25.833	25.705	25.596
1500	27.907	27.610	27.361	27.148	26.965	26.805	26.664	26.427	26.237	26.080	25.948	25.836
1600	28.175	27.873	27.618	27.400	27.212	27.049	26.905	26.663	26.468	26.308	26.173	26.059
1700	28.432	28.123	27.863	27.641	27.449	27.282	27.135	26.888	26.690	26.526	26.389	26.272
1800	28.669	28.354	28.089	27.863	27.668	27.497	27.348	27.096	26.894	26.727	26.587	26.469
1900	28.895	28.575	28.305	28.076	27.877	27.704	27.552	27.296	27.090	26.921	26.781	26.658
2000	29.107	28.782	28.508	28.275	28.073	27.898	27.743	27.483	27.274	27.102	26.958	26.835
2100	29.310	28.980	28.703	28.466	28.262	28.083	27.926	27.663	27.451	27.276	27.130	27.005
2200	29.503	29.169	28.888	28.648	28.441	28.260	28.101	27.834	27.619	27.442	27.294	27.168
2300	29.680	29.342	29.057	28.815	28.605	28.422	28.261	27.991	27.774	27.595	27.444	27.317
2400	29.851	29.510	29.222	28.976	28.764	28.580	28.417	28.144	27.924	27.743	27.591	27.462
2500	30.011	29.666	29.375	29.127	28.913	28.726	28.562	28.286	28.064	27.881	27.728	27.598
2600	30.164	29.816	29.523	29.272	29.056	28.868	28.702	28.424	28.199	28.015	27.860	27.729
2700	30.311	29.960	29.664	29.412	29.194	29.004	28.837	28.557	28.331	28.144	27.988	27.856
2800	30.451	30.097	29.799	29.546	29.326	29.135	28.966	28.684	28.456	28.269	28.111	27.978

$$(m_{cv})^{tz} = \frac{1}{M_2} \cdot \left[(M_{CO_2}) \cdot (m_{cv}^{CO_2})^{tz} + (M_{CO}) \cdot (m_{cv}^{CO})^{tz} + (M_{H_2O}) \cdot (m_{cv}^{H_2O})^{tz} + (M_{H_2}) \cdot (m_{cv}^{H_2})^{tz} + (M_{N_2}) \cdot (m_{cv}^{N_2})^{tz} \right] \quad (80)$$

Tablo 7'de ise Diesel yakitinin (terkibi; $c=0.870$, $h=0.126$, $o=0.004$) yanma ürünlerinin ortalama molar ısı kapasiteleri görülmektedir.

3.4.GERÇEK ÇEVİRİMİN ANALIZI:

3.4.1.EMME PROSESİ:

Emme periyodu sırasında silindir taze dolguyla doludur.

Modern yüksek hızlı motorlarda emme süpabı esas olarak üst ölü noktadan $10 \div 30^\circ$ önce açılır ve alt ölü noktadan $30 \div 60^\circ$ sonra kapanır.Emme süpabının açılma ve kapanmasındaki bu avans limitleri dizayn gereklerine göre azaltılabilir veya yükseltilebilir.

Piston üst ölü noktaya varmadan önce emme süpabının açılması silindire dolunun artması için süpap ile belirli bir akis alanı sağlar.

Ayrıca bu,yanma odasındaki egzost gaz sıcaklığını artıran ve silindir ve pistonun üst bölgelerini ve egzost süpabini sogutan süpürmeli süpersarjli motorlarda da kullanılır.Emme süpabı önaçikken süpürme etkisi ,süpürme verimi φ_s yardımı ile hesaplara katılır. φ_s değeri esas olarak süpersarj oranına,motor hizına ve süpap bindirme periyodunun süresine bağlıdır.Süpersarjli motorların hesaplamalarında kural olarak süpürme etkisi dahildir.Hiçbir süpürme kullanılmadığında $\varphi_s=1$ 'dir.Süpap bindirmesi sırasında silindirler yanma ürünlerinden tamamen temizlendiğinde $\varphi_s=0$ 'dir.

Alt ölü noktadan sonra emme süpabının kapanması yüksek hıza izin verir.Emme sistemindeki atalet ve dalga olayları motor

silindiri içinde ek miktarda taze dolgu sokulmasına alışıktır. Bu, silindirin süpürme hacminin verimini artırır. Silindir alt ölü noktayı geçtikten sonra silindirin ek dolumu fazla dolgu diye adlandırılır.

Emme prosesinin parametreleri üzerinde ek dolgu etkisi olarak hesaplamalarda ek dolgu verimi ψ_{ch} hesaba katılır. Silindirin süpürme hacminin ek dolguyla ek dolması esas olarak uygun süpab zamanlamasına, emme bölümü uzunluğuna ve krank mili hizına bağlıdır.

Çevre basıncı ve sıcaklığı;

Motorun çalışması esnasında atmosferik hava silindirlere dolar. Motorun çalışma çevrimini hesaplarken ortam basıncı $P_o = 0.1 \text{ MPa}$ ve ortam sıcaklığı $T_o = 293 \text{ K}$ alınır

Süpersarjli otomobil ve traktör motorlarında hava bir kompresörden silindirlere doldurulur. Buna göre süpersarjli motorun iş çevrimi hesaplanırken ortam basıncı ve sıcaklığı kompresör çıkış basıncı P_c ve sıcaklığı T_c 'ye esit kabul edilir. Hava soğutucusu kullanılıyorsa soğutucudan geçen hava silindirlere doldurulur. Bu durumda soğutucu çıkışındaki hava basıncı ve sıcaklığı, çevre basıncı P_c ve çevre sıcaklığı T_c olarak alınır. Süpürme oranına bağlı olarak P_c için aşağıdaki değerler kabul edilir.

$P_c = 1.5 \cdot P_o$ düşük süpersarjli motorlarda

$P_c = (1.5 \div 2.2) \cdot P_o$ orta süpersarjli motorlarda

$P_c = (2.2 \div 2.5) \cdot P_o$ yüksek süpersarjli motorlarda

Kompresör çıkışı hava sıcaklığı;

$$T_c = T_o \cdot \left[\frac{P_c}{P_o} \right]^{\frac{n_c - 1}{n_c}} \quad (81)$$

n_c : kompresörde hava kompresyonunun politropik üssü.

$nc = (1.4 \div 1.6)$;piston tip süpersarjda

$nc = (1.55 \div 1.75)$;pozitif sapmalı süpersarjda

$nc = (1.4 \div 2.0)$;aksial veya santrfüj süpersarjda

Tc sıcaklığı aynı zamanda su ifadeyle de hesaplanabilir;

$$T_c = T_o \cdot \left[1 + \frac{\left[\frac{P_c}{P_o} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{ad.c}} \right]$$

$\eta_{ad.c}:(0.66 \div 0.80)$;kompresör adyabatik verimi.

Artık gaz basıncı;

Artık gazların belirli kısmi dolgu içinde bir önceki çevrimden kalır ve yanma odasının Vc hacmine girer.Artık gaz basıncının değeri süpap sayısına ve terkebine,emme ve egzost bölümlerindeki akis direncine,süpersarj tipine,motor hizina,yüke,sogutma sistemine ve diğer faktörlere bağlıdır.

Otomobil ve traktör motorlarında ve süpersarjli motorlar için artık gaz basıncı;

$$Pr = (1.05 \div 1.25) \cdot P_o \quad [MPa]$$

Pr'nin daha büyük değerleri yüksek hızlı motorlarda kullanılır.Artık gaz basıncı motor hizındaki düşmeyle azalır.Pr aynı zamanda yaklaşık formül ile de hesaplanabilir.

$$Pr = P_o \cdot (1.035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2) \quad (82)$$

$$A_p = \frac{(Pr_n - 1.035 \cdot P_o) \cdot 10^8}{(P_o - n^2)}$$

Prn:nominal artık gaz basıncı :[MPa]

n:nominal motor hizi :[1/devir]

Artık gaz sıcaklığı;

Artık gaz sıcaklığı;motor tipine,kompresyon oranına,hiza ve hava fazlalık katsayısına bağlıdır.Artık gaz sıcaklığı;

Tr'nin limitleri;

Tr = 900 ÷ 1100 K :benzinli motorlar için

Tr = 600 ÷ 900 K :Diesel motorlar için

Tr degeri belirlenirken artik gaz sicakliginin,kompresyon oranindaki artmayla ve is gazinin zenginlesmesiyle azaldigi, buna ragmen motor hizindaki yükselme ile arttigina dikkat edilmelidir.

Taze dolgu ön isitma sicakligi;

Emme prosesi sirasinda taze dolgu sicakligi motorun sicak parçalarından dolayi biraz artar.Ön isitma degeri T emme manifoldunun konstrüksiyonuna ve terkebine,sogutma sistemine, özel ön isitici kullanimina,motor hizina ve süpersarja bagli-dir.Artan sicaklik yakitin buharlasmasini artirir fakat dolgu yogunlugunu azaltir.Bu yüzden motor volümetrik verimi etkilenir.

Motor tipine bagli olarak ΔT degerleri;

$\Delta T = 0 \div 20^\circ$;benzinli motorlarda

$\Delta T = 10 \div 40^\circ$;Diesel motorlarda

$\Delta T = (-5) \div 10^\circ$;süpersarjli motorlarda

Süperesarjli motorlarda motor parçaları arasındaki sıcaklık farkından dolayi taze dolgu ön isitması azalır.Süpersarj hava sıcakligi arttiginda ΔT negatif degerde olabilir.

Motorun çalışma hizina göre ΔT degerindeki degisim formül yardimiyla hesaplanabilir.

$$\Delta T = At \cdot (110 - 0.0125 \cdot n) \quad (83)$$

$$At = \frac{\Delta T_n}{(110 - 0.0125 \cdot n)}$$

ΔT_n ve n ;motorun nominal çalışma şartları altındaki hizi ve ön isitma sıcakligidir.

Emme sonu basinci;

Emme sonu basinci silindirde tutulan is gazinin miktarının

hesaplanmasında ana faktördür.

$$P_a = P_o - \Delta P_a \quad \text{veya} \quad P_a = P_k - \Delta P_a \quad (84)$$

Emme sistemindeki dirençten dolayı oluşan P_a basınç kaybı ve silindirde dolgu hızındaki azalma Bernoulli denklemiyle hesaplanabilir.

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{in}) \cdot (w_{in}^2 / 2) \cdot \rho_k \times 10^{-6} \quad (85)$$

β : silindirin enine kesit alanında dolgu hızı azalma katsayısı

ξ_{in} : sistemin en dar enine kesit alanına ilişkin emme sistemi direnci katsayısı.

w_{in} : emme sisteminin en dar enine kesit alanında ortalama dolgu hızıdır.

Deneysel verilere göre normal şartlar altında çalışan modern otomobil motorunda;

$$(\beta^2 + \xi_{in}) = 2.5 \div 4.0$$

$$w_{in} = 50 \div 130 \text{ m/s}$$

Emme sistemindeki hidrolik kayıpları enine kesit alanının artmasıyla azalır. Emme dolgusu yoğunluğu;

$$\rho_k = \frac{P_k \times 10^6}{R_a \cdot T_k} ; \quad \rho_o = \frac{P_o \times 10^6}{R_a \cdot T_o} \quad (86)$$

R_a : gaz sabitesi.

$$R_a = \frac{R}{\mu_a} = \frac{8315}{28.96} = 287 \text{ J/kg deg} \quad (87)$$

R : 8315 J/kmol deg ; universal gaz sabitesi.

Emme manifoldunun en dar kesit alanındaki akışta dolgunun ortalama hızı;

$$\begin{aligned} w_{in} &= v_{nmax} \cdot \frac{F_p}{f_{in}} = \frac{\pi \cdot R}{30} \cdot n \cdot \sqrt{(1 + \lambda^2)} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot f_{in}} \\ &= n \cdot \frac{R \cdot \pi^2 \cdot D^2}{120 \cdot f_{in}} \cdot \sqrt{(1 + \lambda^2)} = A_n \cdot n \quad (88) \end{aligned}$$

F_p = piston alanı [m^2]

f_{in} = emme manifoldunun en dar kesit alanı [m^2]

R = krank çapı [m]

n = krank mili hizi [1/min]

Artık gaz katsayısı;

Artık gaz katsayısının değeri; γ_r silindirin yanma ürünlerinden nasıl temizlendiğinin karakteristigidir. γ_r değeri artınca emme stroku boyunca silindire taze dolgu girişi azalır.

4 stroklu motorlarda artık gaz katsayısı;

Süpersarjli motorlar için

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\psi_s \cdot P_r}{\epsilon \cdot \psi_{ch} \cdot P_a - \psi_s \cdot P_r} \quad (89)$$

Normal motorlar için ($\psi_s = \psi_{ch} = 1$)

$$\gamma_r = \frac{T_k + T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\epsilon \cdot P_a - P_r} \quad (90)$$

ϵ :kompresyon oranı

4 stroklu motorlarda γ_r değeri, kompresyon oranına, emme sonu parametrelerine ve hıza bağlıdır.

Kompresyon oranı arttığında ve artık gaz sıcaklığı γ_r değeri azalır. Artık gaz basıncı; P_r ve hız; n arttığında ise artar.

γ_r 'nin limit değerleri;

$\gamma_r = 0.04 \div 0.10$;benzinli motorlar için

$\gamma_r = 0.02 \div 0.05$;Diesel motorlar için

Süpersarjli motorlarda artık gaz katsayısı düşer.

Emme sonu sıcaklığı;

Bu sıcaklık emme hattı boyunca oluşan ısı dengesi esitliği temelinde doğru bir şekilde hesaplanır.

$$M_l \cdot (m_{cp})^{tk} \cdot (T_k + \Delta T) + M_r \cdot (m_{cp})^{tr} \cdot T_r = (M_l + M_r) \cdot (m_{cp})^{ta} \cdot T_a \quad (91)$$

$M_l \cdot (m_{cp})^{tk} \cdot (T_k + \Delta T)$: taze dolgu ile taşınan ısı miktarı
(duvardan duvara geçen ısı dahil)

$Mr \cdot (m \text{ cp})^{\text{tr}} \cdot Tr$:artik gazların isi miktarı

$(Ml + Mr) \cdot (m \text{ cp}')^{\text{ta}} \cdot Ta$:is gazının isi miktarı

(91) denkleminde $(m \text{ cp})^{\text{tk}} = (m \text{ cp})^{\text{tr}} = (m \text{ cp}')^{\text{ta}}$ kabul

edilerek,

$$Ta = \frac{(Tk + \Delta T + \gamma_r \cdot Tr)}{1 + \gamma_r} \quad (92)$$

Ta değeri esas olarak is gazı sıcaklığına,artık gaz katsayısına,dolgunun ön ısıtmasına ve artık gazın sıcaklığına bağlıdır.

Modern 4 stroklu motorlarda emme sonu sıcaklığı Ta 'nin limit değerleri;

$Ta = 320 \div 370 \text{ K}$;benzinli motorlarda

$Ta = 310 \div 350 \text{ K}$;Diesel motorlarda

$Ta = 320 \div 400 \text{ K}$;4 stroklu süpersarjlı motorlarda

Volümetrik verim;

Emme prosesinin en önemli karakteristik değeri volümetrik verimdir.Volümetrik verim bir emme strokunda silindir içine gönderilen taze dolgunun gerçek kütlelerinin karışım kütlelerine oranıdır.

$$\eta_v = \frac{Ga}{Go} = \frac{Va}{Vo} = \frac{Ma}{Mo} \quad (93)$$

Ga,Va,Ma;emme prosesi sırasında silindirin içine gönderilen taze dolgunun kg,m ve kmol cinsinden gerçek değeridir.

Go,Vo,Mo ise Po ve To şartlarında pistonun yer değiştirmesiyle dolan dolgunun kg,m ve kmol cinsinden değeridir.

Isı dengesinin (91) denkleminde emme hattı boyunca volümetrik verim değeri,emme prosesinin akis karakteristikleri ve diğer parametrelerle birleştirilir.

4 stroklu motorlar için silindir süpürmesi ve süpersarj dahil;

$$\eta_v = \frac{T_o}{T_o + T} \cdot \frac{1}{1 - \epsilon} \cdot \frac{1}{P_k} \cdot (\varphi_{ch} \cdot \epsilon \cdot P_a - \varphi_s \cdot P_r) \quad (94)$$

4 stroklu motorlarda silindir süpürmesi ve süpersarj hariç; ($\varphi_s = \varphi_{ch} = 1$)

$$v = \frac{T_o}{T_o + \Delta T} \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_k} \cdot (\epsilon \cdot P_a - P_r) \quad (95)$$

Volümetrik verim esas olarak motor çevrim olaylarına, hıza ve süpap zamanlamasının mükemmelliğine bağlıdır.

(94) ve (95) ifadelerine bakılarak, volümetrik verimin emme sonu basıncındaki artışla arttığı, is gazinin egzost basıncı ve sıcaklığındaki artışla azaldığı görülür.

Tam yük altında çalışan otomobil motorlarının çeşitli tipleri için η_v değerleri;

$$\eta_v = 0.70 \div 0.90 \quad ; \text{benzinli motorlar için}$$

$$\eta_v = 0.80 \div 0.94 \quad ; \text{Diesel motorlar için}$$

$$\eta_v = 0.80 \div 0.97 \quad ; \text{süpersarjli motorlar için}$$

3.4.2.SIKISTIRMA PROSESİ:

Silindirde sıkıştırma prosesi sırasında is gazinin basıncı ve sıcaklığı artar. Bu; güvenilir ateşleme ve efektif yakıt yanmasını temin eder.

Gerçek şartlar altında kompresyon termodinamik ilişkilere uymayan pratik ve karışık bir kanunla sürer.

Bu prosesteki sıcaklık ve basınç aşağıdaki faktörlerin etkisi altındadır; piston segman boşluklarından gaz sızması, emme valfi kapanana kadar silindirin extra dolumu, is gazı ile silindir duvarı arasındaki ısı alışverişinin yönü ve şiddeti, yakıtın buharlaşması ve sıkıştırma prosesinin sonunda ateşlemenin başlaması.

Gerçek bir çevrimdeki sıkıştırma prosesinin değişebilir n_1 ile bir politropik eğriyi takip ettiği kabul edilir. n_1 de-

geri kompresyon baslangicinda spesifik isi orani k_1 'den (silindir duvarindan is gazina transfer olan isi) büyüktür. Belirli bir noktada k_1 'e esit olur. (duvar sicakligi ve is gazi sicakligi dengededir). Daha sonra k_1 'den küçük olur. (is gazindan silindir duvarina isi transfer olur.)

Degisebilir n_1 degerinin hesaplanmasinda farkli olarak ve hesaplamanin bileskesi, genel olarak pratikte kompresyon prosesinin sabit bir n_1 degeriyle bir politropik egriyi izledigi kabul edilir. n_1 'in degeri degisebilir n_1 'li durumda kompresyon hattinda ayni isi saglar.

Kompresyon prosesi hesaplamalari; kompresyon ana politropik katsayisi n_1 'in belirlenmesini, kompresyon sonu parametrelerini (P_c ve T_c) ve kompresyon sonunda is gazinin spesifik isisini ($m \text{ cv}$)tm içerir. (tm: kompresyon sonu karisim sicakligi(°))

n_1 degeri ampirik ifadelerle belirlenir; motor hizina, kompresyon oranina, silindir boyutuna, piston ve silindir malzemesine, isi transferine ve diger faktörlere baglidir. Kompresyon prosesi sirasinda silindir duvariyla is gazi arasindaki isi alisverisi ihmal edilebilir ve n_1 degeri ortalama spesifik isi orani ; k_1 yardimiyla hesaplanabilir. k_1 degeri ϵ ve T_a degerlerine göre bulunabilir. T_c , ϵ , T_a ve spesifik hava isisi ($m \text{ cv}$) ile k_1 'in yardimiyla iki esitligin çözümünün bir sonucu olarak bu denklem bulunur.

$$k_1 \approx 1 + \frac{(\log T_c - \log T_a)}{\log \epsilon} \quad (96)$$

$$k_1 = 1 + \frac{8.315}{\frac{t_m}{(m \text{ cv})_{t_a}}} \quad (97)$$

$$\frac{(m \text{ cv})_{ta}^{tm}}{ta} = \frac{[(m \text{ cv})_{tm}^{tm} \cdot tm - (m \text{ cv})_{ta}^{tm} \cdot ta]}{tm - ta} \quad (98)$$

Eger havanın spesifik isisi $(m \text{ cv})_{ta}^{tm}$ (97) denkleminde is ga-

zinin spesifik isisi $(m \text{ cv}')_{ta}^{tm}$ yerinr konursa, daha titiz bir

deger ortaya çıkabilir. kl degerine bagli olarak kompresyon politropik üssü n1 degeri limitleri ;

$$n1 = (k1 - 0.00) \div (k1 - 0.04) \quad ; \text{benzinli motorlarda}$$

$$n1 = (k1 + 0.02) \div (k1 - 0.02) \quad ; \text{Diesel mototlarda}$$

ε ve Ta degerleri her iki tip motor için esit oldugunda n1 degeri genellikle benzinli motorlar için Diesel motorlari-
kinden daha düşüktür. Çünkü yakit hava karisimi isi tüketimi
ile yakit buharini içine alır. Ayrıca yakit buhari is gazinin
spesifik isisini artırır. Her iki faktör n1 degerini azaltır.

Uygun spesifik isi oranina karsi n1 degeri hesaplanirken
n1 'in motor hizıyla birlikte arttigini ve sogutma yüzeyinin
silindir hacmine oranindaki azalmayla da arttigini hatirda
tutmak gerekir. Sikistirma prosesinin ortalama sicakligini ar-
tirmak ve motor sogutma siddetini yükseltmek ile n1 degeri
azalır. n1 degeri hava sogutmali motorlarda sivi sogutucu kul-
lanilan motorlarinkinden daha yüksektir.

Sikistirma prosesi sonunda basınc (MPa) ve sicaklik (K)
sabit politropik üs n1 'in yardimi ile hesaplanir.

$$Pc = Pa \cdot \epsilon^{n1} \quad (99)$$

$$Tc = Ta \cdot \epsilon^{n1-1} \quad (100)$$

Modern otomobil ve traktör motorlarında kompresyon sonu
basınc ve sicaklik limitleri;

$$Pc = 0.9 \div 2.0 \text{ MPa}$$

$T_c = 600 \div 800 \text{ K}$;benzin motorlari için

$P_c = 3.5 \div 5.5 \text{ MPa}$

$T_c = 700 \div 900 \text{ K}$;yüksek hızlı Diesel motorlari için

Süpersarjlı Diesel motorlarda süpersarj miktarına bağlı olarak P_c ve T_c değerleri artar.

Kompresyon sonunda taze dolgunun ortalama molar spesifik isisi havanın spesifik isisine esit alınır ve Tablo 4. yardımıyla ya da $0 \div 1500^\circ\text{C}$ sıcaklıkları arası için Tablo 5 'te ki formül yardımıyla hesaplanır.Kompresyon sonunda artık gaz-

ların ortalama molar spesifik isisi $(m \text{ cv})_{\frac{tm}{to}}$ (kJ/kmol deg)

direkt olarak benzin için Tablo.6 ve Diesel yakiti için Tablo.7 yardımıyla hesaplanabilir.

$(m \text{ cv})_{\frac{tm}{to}}$ değeri bu tablolar yardımıyla hesaplanamaz ise aşağıdaki esitlik yardımı ile belirlenebilir.

$$(m \text{ cv})_{\frac{tm}{to}} = \frac{1}{M_2} \cdot \left[(M \text{ CO}_2) \cdot (m \text{ cv}^{\text{CO}_2})_{\frac{tm}{to}} + (M \text{ CO}) \cdot (m \text{ cv}^{\text{CO}})_{\frac{tm}{to}} + (M \text{ H}_2\text{O}) \cdot (m \text{ cv}^{\text{H}_2\text{O}})_{\frac{tm}{to}} + (M \text{ H}_2) \cdot (m \text{ cv}^{\text{H}_2})_{\frac{tm}{to}} + (M \text{ N}_2) \cdot (m \text{ cv}^{\text{N}_2})_{\frac{tm}{to}} + (M \text{ O}_2) \cdot (m \text{ cv}^{\text{O}_2})_{\frac{tm}{to}} \right] \quad (101)$$

Yanma ürünlerinin herbirinin ortalama molar spesifik isisi Tablo 4. yardımıyla ya da $0 \div 1500^\circ\text{C}$ sıcaklık farkı için Tablo 5.'teki formüller yardımıyla belirlenir.

Is gazinin (taze karışım + yanma ürünleri) ortalama molar spesifik isisi aşağıdaki denklem vasıtasıyla belirlenir.

$$(m \text{ cv})_{\frac{tm}{to}} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot \left[(m \text{ cv})_{\frac{tm}{to}} + \gamma_r \cdot (m \text{ cv})_{\frac{tm}{to}} \right] \quad (102)$$

Modern yüksek hızlı motorlarda normal işletme şartlarında

atesleme avansı açısı $30 \div 40^\circ$ arasındadır. Atesleme açısı ise $15 \div 25^\circ$ arasındadır. Sikistirma sonu basıncı şöyle hesaplanabilir.

$$P_c'' = (1.15 \div 1.25) \cdot P_c$$

3.4.3.YANMA PROSESİ:

Yanma prosesi motor çevriminin baslıca prosesidir. Yanma prosesi sırasında yakıtın yanması sayesinde ısı açığa çıkar.

Yanma prosesinin akısı atesleme ve sikistirma prosesinin parametreleri, yakıt püskürtme kalitesi ve motor hızı gibi çok değişik faktörlerin etkisi altındadır. Yanma prosesinin parametreleri birden çok faktöre bağlıdır.

Otomobil ve traktör motorlarında termodinamik hesapları daha kolay yapmak için yanma prosesinin; benzinli motorlarda sabit hacimde, Diesel motorlarda ise sabit hacim ve sabit basıçta meydana geldiği kabul edilir.

Yanma prosesi hesaplamalarının amacı görünür yanma sonundaki sıcaklık ve basıncını, artı Diesel motoru için V_z hacmini belirlemektir.

Görünür yanma sonundaki gaz sıcaklığı T_z ; $dQ = dU + dL$ 'ye göre termodinamığın birinci kanunu ile belirlenir. Otomobil ve traktör motorları için;

$$H_u - Q_{\text{loss}} = (U_z - U_m) + L_{cz} \quad (\alpha \geq 1) \quad (103)$$

$$(H_u - \Delta H_u) - Q_{\text{loss}} = (U_z - U_m) + L_{cz} \quad (\alpha < 1) \quad (104)$$

$$H_u = \text{yanmanın alt ısısı} \quad (\text{kJ})$$

$$Q_{\text{loss}} = \text{konveksiyonla ısı transferi sırasında ısı kayıpları, (kJ)}$$

$$U_z = \text{görünür yanma sonunda gazların iç enerjisi, (kJ)}$$

$$U_m = \text{kompresyon sonunda ısı gazının iç enerjisi, (kJ)}$$

$$L_{cz} = \text{gazin genişleme ısı için kullandığı ısı, (kJ)}$$

$$L_{cz} = 0 \text{ ; benzinli motorlar için}$$

ya da

$$\xi_z \cdot Hu = (U_z - U_m) + L_{cz} \quad (\alpha \geq 1) \quad (105)$$

$$z \cdot (Hu - \Delta Hu) = (U_z - U_m) + L_{cz} \quad (\alpha < 1) \quad (106)$$

$$\xi_z = \frac{[(Hu - \Delta Hu) - Q_{loss}]}{Hu - \Delta Hu}$$

ξ_z = Görünür isinin isi kullanım katsayısı

Isi kullanım katsayısının değeri deneysel verilerin temelinde alınır. Bu veriler motor konstrüksiyonuna, motor çalışmasına, soğutma sistemine, yanma odası sekline, karışım metoduna, hava fazlalık katsayısına ve motor hızına bağlıdır.

Tam yükte çalışan değişik motorlar için deneysel verilere göre ξ_z değerinin limitleri;

$$\xi_z = 0.80 \div 0.95 \quad ; \text{benzinli motorlar için}$$

$$\xi_z = 0.70 \div 0.88 \quad ; \text{açık yanma odalı yüksek hızlı, Diesel motorları için}$$

$$\xi_z = 0.65 \div 0.80 \quad ; \text{bölünmüş yanma odalı Diesel motorları için}$$

Daha düşük isi kullanma faktörleri mükemmel olmayan karışım ile çalışan motorların karakteristigidir. ξ_z değeri; duvarlara olan isi geçişinin azalmasıyla, en iyi yanma odası şeklinin seçimiyle, genişleme prosesi sırasında sonraki yanmanın azalmasıyla ve is gazinin yanmasını hızlandıran bir hava fazlalık katsayısının seçiminden dolayı artar. Isı kullanma katsayısı ξ_z 'in değeri ayrıca motor hızına ve yüke de bağlıdır, kural olarak daha düşük yük ve hızda azalır.

Otomobil ve traktör motorları için yanma denklemlerinin hesaplanması (105) ve (106) denklemlerindeki isi dengesi dönüşümlerinden faydalanılarak hesap edilebilir.

Sabit bir hacimde isi ilaveli bir çevrimle çalışan motorlar için yanma denklemi;

$$\xi_z \cdot H_{wm} + (m \cdot cv')_{to}^{tm} \cdot t_m = \mu \cdot (m \cdot cv'')_{to}^{tz} \cdot t_z \quad (107)$$

$H_{wm} = (75)$ ve (76) denklemleriyle hesaplanan ısı gazinin yanma ısısı.

$(m \cdot cv')_{to}^{tm}$: (102) denklemiyle hesaplanan kompresyon prosesi sonunda ısı gazinin ortalama molar spesifik ısısı.

$(m \cdot cv'')_{to}^{tz}$: (80) denklemiyle hesaplanan yanma ürünlerinin ortalama molar spesifik ısısı

Sabit bir hacim ve basınçta ısı ilaveli çalışan motorlar için yanma denklemi;

$$\xi_z \cdot H_{wm} + \left[(m \cdot cv')_{to}^{tm} + 8.315 \cdot \right] \cdot t_m + 2270 \cdot (\lambda - \mu) = \mu \cdot (m \cdot cp'')_{to}^{tz} \cdot t_z \quad (108)$$

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} ; \text{basınç oranı}$$

$$2270 = 8.315 \cdot 273$$

Diesel motoru için basınç oranının değeri deneysel verilerle belirlenir. Bu deneysel veriler esas olarak; silindire sokulan yakıt miktarına, yanma odası şekline ve karışım metoduna bağlıdır.

$\lambda = 1.6 \div 2.5$; açık yanma odalı ve volümetrik karışımında Diesel motorlar için

$\lambda = 1.2 \div 1.8$; bölünmüş yanma odalı ve ön yanma odalı Diesel motorları için.

Süpersarjlı Diesel motorlarında değeri görünür yanma prosesi sonundaki sıcaklık ve basıncın müsaade edilebilir değerleriyle belirlenir.

(107) ve (108) yanma denklemleri iki bilinmeyen değer içerir

birincisi;görünür yanma sonu sıcaklığı [tz],ikincisi tz sıcaklığında sabit hacimde veya sabit basınçta yanma ürünlerinin spesifik isisi; $(m \cdot cv)_{to}^{tz}$, $(m \cdot cp)_{to}^{tz}$.Tablo 4.'teki verilerle

$(m \cdot cv)_{to}^{tz}$ veya $(m \cdot cp)_{to}^{tz}$ değerleri hesaplanabilir.Yanma denklemleri basarıyla bir yaklasim metoduyla tz için çözülebilir.

Tablo 5.'teki yaklasim formülleriyle $(m \cdot cv)_{to}^{tz}$ veya $(m \cdot cp)_{to}^{tz}$ belirlendiginde,bilinen tüm parametreler için nümerik değerler yerine konulduktan sonra yanma denklemi ikinci derece bir denklem seklini alır ve sonraki denklem

$$A \cdot tz^2 + B \cdot tz + C = 0 \quad (109)$$

seklini alır.A,B,C biline nümerik değerlerdir.

$$tz = \frac{-B + \sqrt{(B^2 + 4 \cdot A \cdot C)}}{2 \cdot A} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$Tz = tz + 273 \quad [\text{K}]$$

Yanma sonundaki basınç değeri Pz,biten çevrimin yapısına bağlıdır.Sabit hacimde isi sokumlu çevrimle çalışan motorlar için basınç değeri;

$$Pz = Pc \cdot \mu \cdot Tz / Tc \quad [\text{MPa}] \quad (110)$$

basınç oranı;

$$\lambda = \frac{Pz}{Pc} \quad (111)$$

$$\lambda = 3.2 \div 4.2 \quad ; \text{benzinli motorlar için.}$$

Sabit hacim ve basınçta isi sokumlu çevrime göre çalışan motorlar için;

$$Pz = \lambda \cdot Pc \quad (112)$$

Ön genişleme oranı;

$$Q = \mu \cdot \left[\frac{Pc}{Pz} \right] \cdot \left[\frac{Tz}{Tc} \right] = \left[\frac{\mu}{\lambda} \right] \cdot \left[\frac{Tz}{Tc} \right] \quad (113)$$

$Q = 1.2 \div 1.7$;Diesel motorlari için

Ön genişleme prosesi esnasında piston pompalama hacmi;

$$V_z - V_c = V_c \cdot (Q - 1) \quad (114)$$

Sabit hacimde isi sokumlu bir çevrimle çalışan motorlar için;

$$P_{za} = 0.85 \cdot P_z$$

Karışık çevrimle çalışan Diesel motorlari için $P_{za} = P_z$ dir.

Tam yükte çalışan modern otomobil motorlari için yanma sonu sıcaklık ve basınç değeri limitleri;

$$T_z = 2400 \div 2900 \quad [K]$$

$$P_z = 3.5 \div 7.5 \quad [MPa]$$

$$P_{za} = 3.0 \div 6.5 \quad [MPa] \quad ; \text{benzinli motorlar için}$$

$$T_z = 1800 \div 2300 \quad [K]$$

$$P_z = P_{za} = 5.0 \div 12.0 \quad [MPa] \quad ; \text{Diesel motorlar için}$$

Benzinli motorlarla mukayese olarak Diesel motorlarında yanma sonu sıcaklığının daha düşük olması hava fazlalık katsayısı α 'nın daha büyük olmasından dolayıdır.

3.4.4.GENİŞLEME PROSESİ:

Genişleme prosesinin sonucu olarak yakitin isi enerjisi mekanik ise dönüşür.

Gerçek motorlarda genişleme karışık bir kural izler.Bu kural gaz ile etrafını saran duvarlar arasındaki isi alışverişine,ayrılan ürünlerin iyileşmesi ve yanma sonrası yakit yüzünden isi sokumu miktarına,gevsek bağlantılardaki gaz sızmasına,genişleme sırasında sıcaklık düşüşünden dolayı yanma ürünlerinin spesifik isisindeki azalmaya,egzost başlangıcı yüzünden gaz miktarındaki azalmaya bağlıdır.(egzost süpahi genişleme stroku sonuna yakın açılır).

Gerçek çevrimdeki genişleme prosesi 0 ile 1 arasında de-

gisebilen üslü politropik bir eğriyi izler. Yanma sonrası yakıt öyle yogundur ki gaz sıcaklığı genişleme olmasına rağmen artar. Sonra spesifik isi oranının değerine ulaşır ve sonuçta spesifik isi oranını asar.

Hesaplamaları daha kolay yapmak için genişleme prosesi eğrisi genellikle sabit n_2 üslü politropik eğri gibi kabul edilir.

Ortalama genişleme politropik üssü n_2 değeri deneysel verilerle verilen bazı faktörlere bağlıdır. n_2 değeri isi kullanma katsayısındaki artışla büyür. Piston strokunun (H), silindir çapına (D) oranı ile ve soğutma derecesi ile değişir. Yükün artmasıyla ve silindirin lineer boyutlarındaki artmayla (Sabit H/D 'de), ortalama politropik üssü n_2 azalır. Motor hızındaki bir artışla ise n_2 değeri azalır.

Deneysel verilere göre politropik üssü n_2 'nin ortalama değeri, spesifik isi oranı k_2 'den çok az farklıdır.

$$k_2 = 1 + \frac{(\log T_z - \log T_b)}{\log \epsilon} \quad ; \text{benzinli motorlar için} \quad (115)$$

$$k_2 = 1 + \frac{(\log T_z - \log T_b)}{\log \delta} \quad ; \text{Diesel motorları için} \quad (116)$$

$$k_2 = 1 + \frac{8.315}{\frac{t_z}{(m \cdot cv'')_{tb}}} \quad (117)$$

$$(m \cdot cv'')_{tb}^{t_z} = \left[(m \cdot cv'')_{to}^{t_z} \cdot t_z - (m \cdot cv'')_{to}^{t_b} \cdot t_b \right] / (t_z - t_b) \quad (118)$$

Bu eşitlikler daha zor ve doğru açılarla k_2 ve T_b değerleri seçilerek hesaplanır. k_2 değerini daha kolay hesaplamak için tablolardan yararlanılır. Hesap (117) ve (118) denklemlerinde yerine konularak ve yanma ürünlerinin ortalama spesifik ısılarını hesaplamak için Tablo 5.daki formüllerden yararlanılır.

nilarak yapılır.

Sekiller yardımıyla k_2 'nin belirlenmesi aşağıdaki gibi yapılır. T_z ve mevcut ϵ değerine karşılık belirlenen $\alpha=1$ 'deki k_2 değeriyle bir nokta birleştirilir. Belirlenen α ile birlikte k_2 değerini bulmak için, belirlenen nokta $\alpha=1$ 'e uygun dikey çizgiye yatay çizgi boyunca yer değiştirilir, daha sonra α 'nin belirlenen değerine uygun dikey çizgiye yardımcı eğriler çizilir.

Çesitli modern otomobil ve traktör motorları için indikatör diyagramının analizinden n_2 'nin ortalama değer limitleri

$$n_2 = 1.23 \div 1.30 \quad ; \text{benzinli motorlar için}$$

$$n_2 = 1.18 \div 1.28 \quad ; \text{Diesel motorlar için}$$

Genişleme prosesinin sonunda sıcaklık [K] ve basınç [MPa] değerleri politropik prosesin formülleri yardımıyla hesaplanır. Sabit hacimde isi sokumlu bir çevrimde çalışan motorlar için;

$$P_b = P_z / \epsilon^{n_2} \quad (119)$$

$$T_b = T_z / \epsilon^{n_2-1} \quad (120)$$

Sabit hacimde ve basınçta isi sokumlu bir çevrimde çalışan motorlar için;

$$P_b = P_z / \delta^{n_2} \quad (121)$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1} \quad (122)$$

$$\delta = \frac{\epsilon}{\theta} \quad ; \text{sonraki genişlemenin derecesi}$$

Modern otomobil ve traktör motorlarında P_b ve T_b değerinin limitleri;

$$P_b = 0.35 \div 0.60 \quad [\text{MPa}]$$

$$T_b = 1200 \div 1700 \quad [\text{K}] \quad ; \text{benzinli motorlar için}$$

$$P_b = 0.20 \div 0.50 \quad [\text{MPa}]$$

$$T_b = 1000 \div 1200 \quad [\text{K}] \quad ; \text{Diesel motorlar için.}$$

modern motorlarda egzost süpabi alt ölü noktadan $40 \div 80^\circ$ önce açılır. Bu $600 \div 700$ m/s 'lik kritik bir hızda gazların disariya akisinin başladığı bosa harcanan çok kısa bir zamandır. Bu periyot sırasında süpersarjli olmayan motorlarda bosa harcanan gazların $\% 60 \div 70$ 'i ve süpersarjli motorlarda biraz sonra alt ölü noktaya yaklaşıırken disariya atılır.

Üst ölü noktaya doğru piston ile gazlar $200 \div 250$ m/s 'lik bir hızda disariya atılır ve egzostun sonuna yakın hız $60 \div 100$ m/s 'yi asmaz. Normal çalışma şartları altında egzost periyodu esnasında gazın ortalama disari akis hızı $60 \div 150$ m/s arasındadır.

Egzost süpabi silindirin temizlenme kalitesini artırmak için Üst ölü noktadan $10 \div 50$ derecelerinde açılır. Bunun nedeni yüksek bir hızda silindiri terkeden gazların fırlatma özellikleridir. Emme prosesinin hesaplamaları egzost prosesi parametrelerinin (Pr, Tr) belirlenmesiyle başlar.

Artık gaz sıcaklığı ve basıncının doğruluğu aşağıdaki formülle kontrol edilir.

$$Tr = \frac{Tb}{\sqrt{(Pb / Pr)}} \quad (123)$$

Bir motor dizayn edilirken amaç artık gaz katsayısı ve pompalama kaybindaki artışı önlemek için Pr değerini azaltmaktır.

3.5.İS ÇEVİRİMİNİN BELİRLİ PARAMETRELERİ:

İçten yanmalı motorların is çevrimi; ortalama indike basınç indike güç ve indike verim terimleriyle değerlendirilir.

Sabit hacimde isi sokumlu çevrimle çalışan benzinli motorlar için teorik ortalama indike basınç değeri;

$$Pi' = \frac{Pc}{\epsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n2 - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{n2-1} \right] - \frac{1}{n1 - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{n1-1} \right] \right] \quad (124)$$

Karışık yanma çevrimiyle çalışan Diesel motorları için teorik ortalama indike basınç değeri;

$$P_i' = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{n_1 - 1} \right] \cdot \lambda^{(P-1)} \right] \quad (125)$$

Gerçek çevrimin ortalama indike basıncı P_i , P_i' değerinden farklıdır.

Dizayn prosesinden ayrılan gerçek prosesin bir sonucu olarak teorik ortalama indike basınçtaki bir azalma, diyagramın yuvarlatma katsayısı φ_r ve pompalama kaybi ortalama basıncı ΔP_i ile değerlendirilir.

Diyagramın yuvarlatma katsayısı φ_r değerleri;

$$\varphi_r = 0.94 \div 0.97 \quad ; \text{benzinli motorlar için}$$

$$\varphi_r = 0.92 \div 0.95 \quad ; \text{Diesel motorlar için.}$$

Pompalama kaybinin ortalama basıncı,

$$\Delta P_i = P_r - P_a \quad (126)$$

Dört stroklu motorlarda ΔP_i değeri pozitifdir. Süpersarjli motorlarda ise $P_a - P_r$ 'dir. Bu nedenle ΔP_i değeri negatiftir. Dizayn hesaplamaları yapılırken gaz alisverisi kayıpları, mekanik kayıpları yenmek için isin içinde hesaplara katılır. Ortalama indike basınç P_i yalnızca diyagramın yuvarlatma katsayısı ile P_i' 'den farklıdır.

$$P_i = \varphi_r \cdot P_i' \quad (127)$$

Tam yükte çalışmada P_i değerleri;

$$P_i = 0.6 \div 1.4 \text{ [MPa]} \quad ; 4 \text{ stroklu benzinli motorlar için}$$

$$P_i = 0.7 \div 1.1 \text{ [MPa]} \quad ; 4 \text{ stroklu Diesel motorlar için}$$

$$P_i = 2.2 \text{ ve üssü [MPa]; } 4 \text{ stroklu süpersarjli mot. için.}$$

Benzinli motorlarla kıyaslama olarak Diesel motorlarda ortalama indike basıncın daha düşük değeri, Diesel motorlarının daha büyük hava fazlalık katsayısı ile çalışmasındandır.

Indike güç;

Bir motorun indike gücü N_i ; silindirde gazların yaptığı iş-
tir. Çok silindirli motorlar için indike güç;

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad [\text{kW}] \quad (128)$$

P_i : ortalama indike basınç [MPa]

V_h : strok hacmi [l]

i : dilindir sayısı

n : motor hızı [devir/dakika]

τ : strok sayısı

4 stroklu motorlarda

$$N_i = P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n / 120 \quad [\text{kW}] \quad (129)$$

Bir silindirin indike gücü;

$$N_{i.c} = P_i \cdot V_h \cdot n / (30 \cdot \tau) \quad [\text{kW}] \quad (130)$$

Indike verim ve spesifik indike yakıt tüketimi;

Indike verim; gerçek çevrimde faydalı işi elde etmek için
yakıt işi tüketiminin miktarının karakteristigidir. Bu, çevri-
min işi esdeğerinin yakıtla silindire sokulan işi miktarına
oranıdır. 1 kg yakıt için ;

$$\eta_i = L_i / H_u \quad (131)$$

L_i ; işi esdeğeri [MJ/kg]

H_u ; yakıtın alt işi değeri [MJ/kg]

Bu nedenle indike verim gerçek çevrimin tüm işi kaybını
gösterir. Sıvı yakıtla çalışan otomobil ve traktör motorları
için;

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_o \cdot a}{H_u \cdot k \cdot v} \quad (132)$$

P_i ; [MPa]

H_u ; [MJ/kg]

l_o ; [kg/kg Y]

k ; [kg/m]

Normal şartlar altında çalışan modern otomobil ve traktör

motorlarında indike verim degerleri;

$$\eta_i = 0.26 \div 0.35 \quad ; \text{benzinli motorlar için}$$

$$\eta_i = 0.38 \div 0.40 \quad ; \text{Diesel motorlar için.}$$

Indike verimin bilinen degerleriyle sivi yakitlar için spesifik indike yakit tüketimi;

$$g_i = \frac{3600}{i \cdot H_u} \quad \text{ya da} \quad g_i = \frac{3600 \cdot k \cdot v}{P_i \cdot l_o \cdot a} \quad [\text{g/kWh}] \quad (133)$$

Dizayn şartlarında yakit harcaminin spesifik degerleri;

$$g_i = 235 \div 320 \quad [\text{g/kWh}] \quad ; \text{benzinli motorlar için}$$

$$g_i = 170 \div 230 \quad [\text{g/kWh}] \quad ; \text{Diesel motorlar için.}$$

3.6.MOTOR PERFORMANS KAREKTERISTIKLERİ:

Emme ve egzost proseslerini basarmak ve çeşitli mekanik dirençleri yenmek için kullanılan yararlı işlerdeki belirli parametreler motorun çalışması sırasındaki parametrelerden farklıdır.

Mekanik kayıplar;

Çeşitli dirençleri yenmede kullanılan kayıplar, mekanik kayıp güç değeri ya da çevrime ilişkin mekanik kayıp güce uygun iş değeri olarak değerlendirilir.

Motorda ilk hesaplamalar gerçekleştirilirken mekanik kayıplar ortalama piston hizıyla lineer bağlantılı olarak yaklaşık olarak belirlenebilen P_m ; ortalama basınç teriminin içinde değerlendirilir.

Çeşitli motor tipleri için P_m değerinin belirlenmesi aşağıdaki ampirik formüller yardımıyla olur;

6 silindirli benzinli motorlar için $H/D > 1$ ise;

$$P_m = 0.049 + 0.0152 \cdot C_m \quad [\text{MPa}] \quad (134a)$$

8 silindirli benzinli motorlar için $H/D < 1$ ise;

$$P_m = 0.039 + 0.0132 \cdot C_m \quad [\text{MPa}] \quad (134b)$$

6 silindirli benzinli motorlar için $H/D \leq 1$ ise;

$$P_m = 0.034 + 0.0113 \cdot C_m \quad [\text{MPa}] \quad (134c)$$

Açık yanma odalı ,4 stroklu Diesel motorlari için;

$$P_m = 0.089 + 0.0118 \cdot C_m \quad [\text{MPa}] \quad (134d)$$

Ön yanma odalı Diesel motorlari için;

$$P_m = 0.103 + 0.0153 \cdot C_m \quad [\text{MPa}] \quad (134e)$$

Türbilans odalı Diesel motorlari için;

$$P_m = 0.089 + 0.0135 \cdot C_m \quad [\text{MPa}] \quad (134f)$$

Mekanik kayıpların ortalama basıncı; P_m ,kullanılan yakıtın kalitesi,motorun ısıl şartları,yüzey sürtünmesi ve süpersarj tipi ihmal edilerek yukarıdaki formüllerle hesaplanır.Bu yüzden P_m değeri kullanılmadan önce bunlar uygun biçimde irdelenmelidir.

Ortalama efektif basınç;

Ortalama efektif basınç; P_e ,motor krankmilindeki efektif işin birim yerdegistirmege oranıdır.Motor hesaplamalarında P_e ,ortalama indike basınç ile elde edilir.

$$P_e = P_i - P_m \quad [\text{MPa}] \quad (135)$$

Normal şartlar altında ortalama efektif basınç değeri aşağıdaki limitler içindedir.

$$P_e = 0.6 \div 1.1 \quad [\text{MPa}] \quad ;4 \text{ stroklu benzinli motorlar için}$$

$$P_e = 0.55 \div 0.85 \quad [\text{MPa}] \quad ;4 \text{ stroklu Diesel motorlari için}$$

$$P_e = 2.0 \text{ ve üssü } [\text{MPa}] \quad ;4 \text{ stroklu süpersarjli Diesel motorlari için.}$$

Mekanik verim;

Ortalama efektif basıncın indike basınca oranı bir motorun mekanik verimidir.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad \text{ya da} \quad \eta_m = 1 - \frac{P_m}{P_i} \quad (136)$$

Motor kayıplarındaki bir artışla, η_m azalır.Benzinli moto-

run yükü azaldığında, Pm gaz alisverisindeki kayiplardaki art-
tis nedeniyle esasen artar. Rölanti sartlarında $P_i = P_m$ 'dir.
Mekanik verim degeri sürtünmenin sebep oldugu kayiplarin
azalmasiyla ve belirli limite kadar yükün artmasiyla artar.

Deneysel verilere göre dizayn sartlari altinda çalisan çe-
sitli motorlar için mekanik verim deegeri limitleri;

$$\eta_m = 0.7 \div 0.9 \quad ; \text{benzinli motorlar için}$$

$$\eta_m = 0.7 \div 0.82 \quad ; 4 \text{ stroklu Diesel motorlari için}$$

$$\eta_m = 0.8 \div 0.9 \quad ; 4 \text{ stroklu sÜpersarjli Diesel motorla-}$$

ri için

$$\eta_m = 0.7 \div 0.85 \quad ; 2 \text{ stroklu Diesel motorlari için}$$

Efektif güç;

Bu birim zaman basina motor krankmilindeki güctür ve Ne
ile gösterilir. Ne degeri [kW], indike güç ve mekanik verim
yardimiyla belirlenebilir.

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad [\text{kW}] \quad (137)$$

$$P_e : [\text{MPa}] \quad , V_h : [\text{dm}^3] \quad , n : [\text{devir/dakika}]$$

Temel motor parametrelerine göre efektif güç asagidaki denk-
lem ile gösterilir.

$$N_e = \frac{V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \cdot \frac{H_u}{\alpha \cdot l_0} \cdot g_k \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad (138)$$

$$V_h : [\text{dm}^3] \quad , n : [\text{devir/dakika}] \quad , H_u : [\text{MJ/kg Y}]$$

$$k : [\text{kg/m}^3]$$

(138) denkleminin analizinden görülür ki efektif (net) güç
genelde su sekilde artar.

a) strok hacmindeki artisla (silindir çapi ve piston stro-
kunun lineer boyutundaki artisla)

b) silindir sayisindaki artisla

c) motor hizindaki artisla

d)4 strokludan 2 stroklu çevrime geçmekle

e)yakitin alt isil degerindeki artisla

f)dolgu yogunlugundaki artisla

g)indike verimdeki artisla

h)motorun mekanik ve volümetrik verimindeki artisla

Efektif verim ve efektif spesifik yakit harcamı;

Efektif verim; η_e ve efektif spesifik yakit harcamı; g_e , motorun ekonomik çalışmasının karakteristigidir.

Isi esleniginin miktarının yakitle motora sokulan toplam isi miktarı için krankmiline uygulanan faydalı ise oranı efektif verim diye adlandırılır.

$$\eta_e = L_e / H_u \quad (139)$$

L_e = efektif is için isi eslenigi [MJ/kg Y]

H_u = yakitin alt isil degeri [MJ/kg Y]

Efektif verim ile mekanik verim arasındaki ilişki şöyle gösterilir.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (140)$$

Sıvı yakitlerle çalışan motorlarda;

$$\eta_e = \frac{P_e}{Q_k \cdot \eta_v} \cdot \frac{\alpha \cdot L_o}{H_u} \quad (141)$$

Efektif verim, tüm kayıplardan dolayı (isil ya da mekanik) motorda yakit isisinin nasıl kullanıldığının karakteristigidir.

Dizayn şartları altında efektif verim değerleri;

$$\eta_e = 0.25 \div 0.33 \quad ; \text{benzinli motorlar için}$$

$$\eta_e = 0.35 \div 0.40 \quad ; \text{Diesel motorlar için}$$

Benzinli motorlarla kıyaslama olarak Diesel motorlarda efektif verimin daha yüksek değerde olması esas olarak hava fazlalık katsayısının daha yüksek olmasından ve bu yüzden yakitin daha tam yanmasındandır.

Sivi yakitlar için efektif spesifik yakit harcamı;

$$ge = \frac{3600}{Hu \cdot \eta_e} \quad \text{ya da} \quad ge = \frac{3600 \cdot Q_k \cdot \eta_u}{Pe \cdot lo \cdot \alpha} \quad [g/kWh] \quad (142)$$

Modern otomobil motorlari için normal yük altında efektif spesifik yakit harcamı;

$$ge = 250 \div 325 \quad [g/kWh] \quad ; \text{benzinli motorlar için}$$

$$ge = 210 \div 245 \quad [g/kWh] \quad ; \text{açık yanma odalı Diesel motorla-}$$

ri için

$$ge = 230 \div 280 \quad [g/kWh] \quad ; \text{ön yanma odalı ve türbilans yan-}$$

ma odalı Diesel motorlari için.

4.BÖLÜM:ÖRNEK PISTON İÇİN DIZAYN HESAPLAMALARI:

4.1.MUKAVEMET DIZAYNI:

Piston çapı ; $D = 76 \text{ mm}$

Piston basi kalınlığı ; $\delta = 0.1 \cdot D$

$$\delta = 7.6 \text{ mm}$$

Piston yüksekliği ; $H = 1.2 \cdot D$

$$H = 91.2 \text{ mm}$$

Piston üst bölüm yüksekliği ; $h_1 = 0.6 \cdot D$

$$h_1 = 45.6 \text{ mm}$$

Piston üst bölüm yüksekliği ; $h_s = 0.7 \cdot D$

$$h_s = 60.8 \text{ mm}$$

Göbek çapı ; $d_o = 0.4 \cdot D$

$$d_o = 30.4 \text{ mm}$$

Göbek ucu yüzleri arası mesafe ; $b = 0.4 \cdot D$

$$b = 30.4 \text{ mm}$$

Etek duvarı kalınlığı ; $\delta_s = 3.5 \text{ mm}$

Piston basi duvarı kalınlığı ; $s = 0.06 \cdot D$

$$s = 4.56 \text{ mm}$$

İlk segman yuvasına olan uzaklık ; $e = 0.1 \cdot D$

$$e = 7.6 \text{ mm}$$

İlk segman bölgesi kalınlığı ; $h_l = 0.04 \cdot D$

$$h_l = 3.04 \text{ mm}$$

Segmanın radyal kalınlığı :

Kompresyon segmanı için ; $t = 0.043 \cdot D$

$$t = 3.26 \text{ mm}$$

Yağ kontrol segmanı için ; $t = 0.041 \cdot D$

$$t = 3.11 \text{ mm}$$

Piston segman yüksekliği ; $a = 3 \text{ mm}$

Piston segmanın serbest boşluğu ile

sıkıştırılmış boşluğu arası mesafe ; $A_o = 3 \cdot t$

$$A_o = 9.76 \text{ mm}$$

Segman yuvasında segmanın

radyal bosluğu:

Kompresyon segmanı için ; $\Delta t = 0.85 \text{ mm}$

Yag kontrol segmanı için ; $\Delta t = 1 \text{ mm}$

Piston iç çapı ; $d_i = D - 2 \cdot (s + t + \Delta t)$

$$d_i = 58.66 \text{ mm}$$

Pistonda yag deligi sayisi ; $n_o = 10$

Yag kanali çapı ; $d_0 = 0.4 \cdot D$

$$d_0 = 1.2 \text{ mm}$$

Pim dis çapı ; $d_p = 0.26 \cdot D$

$$d_p = 19.76 \text{ mm}$$

Pim iç çapı ; $d_i = 0.72 \cdot D$

$$d_i = 54.72 \text{ mm}$$

Pim uzunluğu:

Tespit pimi ; $l_p = 0.91 \cdot D$

$$l_p = 69.16 \text{ mm}$$

Esnek pim ; $l_p = 0.85 \cdot D$

$$l_p = 64.6 \text{ mm}$$

Biyel kolu uzunluğu:

Tespit pimi ; $l_{c,r} = 0.30 \cdot D$

$$l_{c,r} = 22.8 \text{ mm}$$

Esnek pim ; $l_{c,r} = 0.40 \cdot D$

$$l_{c,r} = 30.4 \text{ mm}$$

Piston basında egilme gerilmesi; " σ_b ".

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$$

$$M_b = \frac{1}{3} \cdot P_z \cdot \max \cdot r_i$$

$$M_b = 5.194778 \times 10^{-5} \quad [\text{MNm}]$$

$$r_i = \frac{d_i}{2} = 29.33 \text{ mm}$$

$$W_b = \frac{1}{3} \cdot r_i \cdot \delta^2$$

$$W_b = 5.647002 \times 10^{-7} \text{ [m]}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = 91.991775 \text{ [MPa]}$$

Soguk alüminyum alasimli pistonun isil gerilmesi;" σ_h "

$$\sigma_h = \frac{\alpha \cdot E \cdot q \cdot \delta}{200 \cdot \lambda h}$$

$$\sigma_h = 152.1843 \text{ [MPa]}$$

q ;Özgöl isi yükü

$$q = 11.63 \cdot (6000 + 26 \cdot n) \cdot P_i$$

$$q = 1720785.878 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$n = 5200 \text{ [devir/dakika]}$$

$$P_i = 1.0478821 \text{ [MPa]}$$

$$\alpha = 16 \times 10^{-6} \text{ [1 / } ^\circ\text{C}] \text{ ;alüminyum alasimi için boyuna}$$

uzama katsayısı.

$$E = 0.84366 \times 10^5 \text{ [MPa]} \text{ ;alüminyum alasimi için}$$

elastisite modülü.

$$h = 58 \text{ [W / mK]} \text{ ;alüminyum alasiminin isi iletim}$$

katsayısı.

Toplam gerilme;" σ_Σ "

$$\sigma_\Sigma = \sigma_b + \sigma_h$$

$$\sigma_\Sigma = 91.9917 + 152.1843$$

$$\sigma_\Sigma = 244.176 \text{ [MPa]}$$

Sikistirma gerilmesi;" σ_{com} "

$$\sigma_{com} = \frac{P_z \text{ max}}{F \cdot x-x}$$

$$P_z \text{ max} = p_z \text{ max} \cdot F_p$$

$$F_{x-x} = (\pi/4) \cdot (d_g^2 - d_i^2) \cdot n_o \cdot F'$$

$$d_g = D - 2 \cdot (t + \Delta t)$$

$$d_g = 67.78 \text{ mm}$$

$$F' = [(d_g - d_i)/2] \cdot d_o$$

$$F' = 5.472 \times 10^{-6} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$F_{x-x} = 8.5094838 \times 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$P_z \text{ max} = p_z \text{ max} \cdot F_p$$

$$P_z \text{ max} = 6.1766367 \cdot \pi \cdot D^2 / 4$$

$$P_z \text{ max} = 0.02802 \text{ [MN]}$$

$$\sigma_{com} = \frac{P_z \text{ max}}{F_{x-x}}$$

$$\sigma_{com} = 32.927966 \text{ [MPa]}$$

(x-x) kesitinde kırılma gerilmesi ; " σ_r "

$$\sigma_r = P_i / F_{x-x}$$

$$\sigma_r = 4.6480513 \text{ [MPa]}$$

$$P_i = m_{x-x} \cdot R \cdot w_{id \text{ max}}^2 \cdot (1 + \lambda)$$

$$m_{x-x} = 0.5 \cdot m_p$$

$$m_{x-x} = 0.235 \text{ [kg]}$$

$$m_p = 0.47 \text{ [kg]} ; \text{piston grubu kütlesi}$$

$$w_{id \text{ max}} = (\pi \cdot n) / 30$$

$$w_{id \text{ max}} = 544.5427 \text{ [rad/s]}$$

$$R = 44 \text{ mm} ; \text{krank çapı}$$

$$= 0.29 ; \text{krank çapının biyel koluna oranı}$$

$$P_i = 0.003955251 \text{ [MN]}$$

En üst segman bölgesinde gerilme ;

Kesme gerilmesi; " τ "

$$\tau = \frac{0.0314 \cdot p_z \text{ max} \cdot D}{h_l}$$

$$\tau = 4.848659 \text{ [MPa]}$$

Egilme gerilmesi; " σ_b "

$$\sigma_b = 0.045 \cdot p_z \max \cdot (D/h_1)^2$$

$$\sigma_b = 17.37179 \quad [\text{MPa}]$$

Karışık gerilme; " σ_Σ "

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{(\sigma_b^2 + 4 \cdot \tau^2)}$$

$$\sigma_\Sigma = 19.89515178 \quad [\text{MPa}]$$

Silindir duvarı üzerine etki eden piston spesifik basıncı

$$q_1 = N_{\max}/(h_s \cdot D)$$

$$q_1 = 0.0044/(0.0608 \cdot 0.076)$$

$$q_1 = 0.952216 \quad [\text{MPa}]$$

$$q_2 = N_{\max}/(H \cdot D)$$

$$q_2 = 0.0044/(0.0912 \cdot 0.076)$$

$$q_2 = 0.63481 \quad [\text{MPa}]$$

Soguk durumda piston kafasıyla silindir duvarı arasındaki radyal boşluk ; Δ_c

$$\Delta_c = 0.007 \cdot D$$

$$\Delta_c = 0.532 \text{ mm}$$

Soguk durumda piston eteğiyle silindir duvarı arasındaki radyal boşluk ; Δ_s

$$\Delta_s = 0.002 \cdot D$$

$$\Delta_s = 0.152 \text{ mm}$$

Bu durumda kafa çapı; D_c

$$D_c = D - \Delta_c$$

$$D_c = 76 - 0.532$$

$$D_c = 75.486 \text{ mm}$$

Bu durumda etek çapı; D_s

$$D_s = D - \Delta_s$$

$$D_s = 76 - 0.152$$

$$D_s = 75.848 \text{ mm}$$

4.2. ISIL DIZAYN;

Motor tipi ; benzinli

Silindir adedi ; 4

Sıkıştırma oranı ; 8.2

Motor hizi ; 5200 [devir/dakika]

Benzin için elemantel terkip;

$$c + h = 1$$

$$c = 0.855$$

$$h = 0.145$$

1 kg yakitin yanmasi için gerekli teorik hava ihtiyaci;Lo

$$Lo = \frac{1}{0.208} \cdot \left[\frac{c}{12} + \frac{h}{4} \right]$$

$$Lo = 0.516826 \quad [\text{kmol hava/kg Y}]$$

Hava fazlalık katsayisi ;a = 0.96 seçildi.

Yanabilir karisim miktarı;" M1 "

$$M1 = a \cdot Lo + (1 / mf)$$

$$M1 = 0.504848612 \quad [\text{kmol yan.kar./kg Y}]$$

Yakit buharinin moleküler kütlesi; mf = 115 [kg/kmol]
seçildi.

Yanma ürünleri (a<1 ise);

Yanma ürünleri içindeki karbon dioksit miktarı; " M CO2 "

$$M \text{ CO}_2 = \frac{c}{12} - 2 \cdot \frac{1 - a}{1 - K} \cdot 0.208 \cdot Lo$$

$$M \text{ CO}_2 = 0.0655166 \quad [\text{kmol CO}_2/\text{kg Y}]$$

Yanma ürünlerinin ihtiva ettiği karbon dioksit degerinin
hidrojen degerine oranına bagli sabit bir deger; K = 0.5

Yanma UrUnleri içindeki karbon monoksit miktarı; " M CO "

$$M \text{ CO} = 2 \cdot \frac{1 - a}{1 - K} \cdot 0.208 \cdot Lo$$

$$M \text{ CO} = 5.73 \times 10^{-3} \quad [\text{kmol CO/kg Y}]$$

Yanma ürünleri içindeki su buhari miktarı; " M H₂O "

$$M_{H_2O} = \frac{h}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.208 \cdot L_o$$

$$M_{H_2O} = 0.069633 \quad [\text{kmol H}_2\text{O/kg Y}]$$

Yanma ürünleri içindeki serbest hidrojen miktarı; " M H₂ "

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 - K} \cdot 0.208 \cdot L_o$$

$$M_{H_2} = 2.86 \times 10^{-3} \quad [\text{kmol H}_2\text{/kg Y}]$$

Yanma ürünleri içindeki azot miktarı; " M N₂ "

$$M_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot L_o$$

$$M_{N_2} = 0.39295314 \quad [\text{kmol N}_2\text{/kg Y}]$$

Toplam yanma ürünleri miktarı; " M₂ "

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2}$$

$$M_2 = 0.536703 \quad [\text{kmol yan.ür./kg Y}]$$

ATMOSFERİK BASINÇ VE SICAKLIK, ARTIK GAZLAR:

Ortam basıncı ; $p_o = 0.1$ [MPa]

Ortam sıcaklığı ; $T_o = 20^\circ\text{C} = 293$ [K] alındı.

Normal artık gaz basıncı ; " Prn "

$$Prn = 1.18 \cdot p_o$$

$$Prn = 0.118 \text{ [MPa]}$$

$$Ap = \frac{(Prn - p_o \cdot 1.035) \cdot 10^8}{n^2 \cdot p_o}$$

$$Ap = 0.536242$$

Artık gaz basıncı; " Pr "

$$Pr = p_o \cdot (1.035 + Ap \cdot 10^{-8} \cdot n^2)$$

$$Pr = 0.118 \text{ [MPa]}$$

Emme prosesi;

Ön ısıtma sıcaklığı $\Delta T_n = 8^\circ\text{C}$ alındı.

$$Af = \frac{\Delta T_n}{110 - 0.0125 \cdot n}$$

$$Af = 0.17777$$

Ön ısıtma sıcaklığı; " ΔT "

$$\Delta T = Af \cdot (110 - 0.0125 \cdot n)$$

$$\Delta T = 8^\circ\text{C}$$

Emme dolgu yoğunluğu; " q_o "

$$q_o = \frac{p_o \cdot 10^6}{Ra \cdot T_o}$$

$$q_o = 1.189188 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$Ra = 287 \quad [\text{J/kg deg}]$;havanın spesifik gaz sabiti.

Emme basınç kaybı; " Pa "

$$Pa = (\beta^2 + in) \cdot An^2 \cdot n^2 \cdot 0.10^{-6} / 2$$

$$Pa = 0.015023 \quad [\text{MPa}]$$

$(\beta^2 + in) = 2.8$ alındı.

$$An = \frac{w_{in}}{n} = 0.018$$

$w_{in} = 95 \quad [\text{m/s}]$ alındı.

Emme sonu basıncı; " Pa "

$$Pa = p_o - Pa$$

$$Pa = 0.084977 \quad [\text{MPa}]$$

Artık gaz katsayısı; " γ_r "

$$\gamma_r = \frac{T_r + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\psi_s \cdot Pr}{\epsilon \cdot \psi_{ch} \cdot Pa - \psi_s \cdot P}$$

$$\gamma_r = 0.0520678$$

Gaz sıcaklığı; $T_r = 1075 \quad [\text{K}]$ alındı;

Dolgu katsayısı; $ch = 1.08$ seçildi

Emme sonu sıcaklığı; " T_a "

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = 339.306023 \text{ [K]}$$

Volümetrik verim; " η_v "

$$\eta_v = \frac{T_o}{T_o + \Delta T} \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_o} \cdot (\varphi_{ch} \cdot \epsilon \cdot P_a - \varphi_s \cdot P_r)$$

$$\eta_v = 0.8579$$

Sıkıştırma prosesi:

Spesifik isi oranı ; $k_1 = 1.3775$ (şekil 3.4)

Sıkıştırma politropik üssü ; $n_1 = 1.337$

Sıkıştırma sonu basıncı ; " P_c "

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1}$$

$$P_c = 1.540363 \text{ [MPa]}$$

Sıkıştırma sonu sıcaklığı ; " T_c "

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1}$$

$$T_c = 750.06584 \text{ [K]}$$

Sıkıştırma sonu ortalama molar spesifik isisi;

$$\begin{aligned} \text{a) Taze hava : } (m_{cv})_{\frac{t_c}{t_o}} \\ (m_{cv})_{\frac{t_c}{t_o}} = 20.6 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot t_c \end{aligned}$$

$$(m_{cv})_{\frac{t_c}{t_o}} = 21.85617 \text{ [kJ/kmol deg]}$$

$$t_c = T_c - 273$$

$$t_c = 477.06584 \text{ [°C]}$$

$$\text{b) Artık gazlar : } (m_{cv})_{\frac{t_c}{t_o}}$$

Tablo 5.yardımiyla $\alpha = 0.96$ için

$$(m_{cv})_{\frac{400}{t_o}} = 23.586 + (23.712 - 23.586) \cdot (4/5)$$

$$(m_{cv})_{\frac{400}{t_o}} = 23.6868 \text{ [kJ/kmol deg]}$$

$$(m \text{ cv}''')_{to}^{500} = 24.014 + (24.150 - 24.014) \cdot (4/5)$$

$$(m \text{ cv}''')_{to}^{500} = 24.1228 \quad [\text{kJ/kmol deg}]$$

Sıkıştırma sonu sıcaklığı için artık gazların ortalama molar spesifik ısısı;

$$(m \text{ cv}''')_{to}^{tc} = 23.6868 + (24.1228 - 23.6868) \cdot (77.06584/100)$$

$$(m \text{ cv}''')_{to}^{tc} = 24.022807 \quad [\text{kJ/kmol deg}]$$

$$c) \text{ Is gazı : } (m \text{ cv}')_{to}^{tc}$$

$$(m \text{ cv}')_{to}^{tc} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot \left[(m \text{ cv})_{to}^{tc} + \gamma_r \cdot (m \text{ cv}'')_{to}^{tc} \right]$$

$$(m \text{ cv}')_{to}^{tc} = 21.963398 \quad [\text{kJ/kmol deg}]$$

Yanma prosesi:

Yanabilir karışımın moleküler değişim katsayısı ; " μ_o "

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

$$\mu_o = 1.0630969$$

Is gazının moleküler değişim katsayısı ; " μ "

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\mu = 1.05997417$$

Yakıtın alt ısı değeri ; " H_u "

$$H_u = 33.91 \cdot c + 125.6 \cdot h - 10.89 \cdot (o - s) - 2.51 \cdot (9 \cdot h + w)$$

$$H_u = 43.9295 \quad [\text{MJ/kg}]$$

$$H_u = 43929.5 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Yakıtın kimyasal olarak tam yanmamasından dolayı ısı kaybı miktarı; " ΔH_u "

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o$$

$$\Delta H_u = 2479.731148 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Is gazinin yanma isisi ; " Hwm"

$$H_{wm} = \frac{H_u - \Delta H_u}{[M_1 \cdot (1 + \gamma_r)]}$$

$$H_{wm} = 78039.9923 \quad [\text{kJ/kmol is gazı}]$$

Yanma ürünlerinin ortalama molar spesifik isisi; $(m_{cv})_{\frac{tz}{to}}$

$$(m_{cv})_{\frac{tz}{to}} = \frac{1}{M_2} \cdot \left[M_{CO_2} \cdot (m_{cv}^{CO_2})_{\frac{tz}{to}} + M_{CO} \cdot (m_{cv}^{CO})_{\frac{tz}{to}} + M_{H_2} \cdot (m_{cv}^{H_2})_{\frac{tz}{to}} + M_{H_2O} \cdot (m_{cv}^{H_2O})_{\frac{tz}{to}} + M_{N_2} \cdot (m_{cv}^{N_2})_{\frac{tz}{to}} \right]$$

Tablo 5. yardimiyla yanma ürünlerini olusturan gazların ortalama molar isi kapasiteleri sicakligın fonksiyonu olarak belirlenir.

$$(m_{cv}^{CO_2})_{\frac{tz}{to}} = 39.123 + 0.003349 \cdot t_z$$

$$(m_{cv}^{CO})_{\frac{tz}{to}} = 22.490 + 0.001430 \cdot t_z$$

$$(m_{cv}^{H_2O})_{\frac{tz}{to}} = 26.670 + 0.004438 \cdot t_z$$

$$(m_{cv}^{H_2})_{\frac{tz}{to}} = 19.678 + 0.001758 \cdot t_z$$

$$(m_{cv}^{N_2})_{\frac{tz}{to}} = 21.951 + 0.001457 \cdot t_z$$

$$(m_{cv})_{\frac{tz}{to}} = (24.652717 + 2.0760125 \cdot 10^{-3} \cdot t_z) \quad [\text{kJ/kmol deg}]$$

$n = 5200$ için isi kullanım katsayısı; $\xi_z = 0.91$ alındı.

Görünür yanma prosesi sonundaki sıcaklık ; T_z şöyle bulunur.

$$z \cdot H_{wm} + (m \cdot c_{v'}') \cdot t_c = \mu \cdot (m \cdot c_{v''}) \cdot t_z$$

$$2.076 \times 10^{-3} \cdot t_z^2 + 24.6527 \cdot t_z - 76881.4905 = 0$$

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A} \quad \begin{array}{l} A = 2.076 \times 10^{-3} \\ B = 24.6527 \\ C = -76881.4905 \end{array}$$

$$t_z = 2564.68039 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_z = 2837.68039 \text{ [K]}$$

Maksimum teorik yanma basıncı; " P_z "

$$P_z = \frac{P_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c}$$

$$P_z = 6.1766367 \text{ [MPa]}$$

Maksimum gerçek yanma basıncı; " P_{za} "

$$P_{za} = 0.85 \cdot P_z$$

$$P_{za} = 5.2501412 \text{ [MPa]}$$

Basınç oranı; " λ "

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

$$\lambda = 4.00985792$$

GENISLEME PROSESİ:

Sekil 'den genisleme adyabatik üssü ; $k_2 = 1.352$

genisleme politropik üssü ; $n_2 = 1.251$ alındı.

Genisleme prosesi sonu basıncı ; P_b

$$P_b = \frac{P_z}{\lambda^{n_2}} = 0.4441922 \text{ [MPa]}$$

Genisleme prosesi sonu sicakligi ; Tb

$$T_b = \frac{T_z}{\frac{n^2-1}{\epsilon}} = 1673.38627 \text{ [K]}$$

Artik gaz sicakligi ; Tr 'nin kontrolü

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt{(P_b / P_r)}} = 1075.7216 \text{ [K]}$$

$$\text{Hata; } \Delta = \frac{100 \cdot (1075.7216 - 1075)}{1075}$$

$$\Delta = \% 0.067 < \% 1.7$$

Basta kabul edilen Tr degeri dogrudur.

IS ÇEVİRİMİNİN İNDİKE PARAMETRELERİ:

Teorik ortalama indike basıncı ; Pi'

$$P_i' = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n^2 - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{n^2 - 1}{\epsilon}} \right] - \frac{1}{n^1 - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{n^1 - 1}{\epsilon}} \right] \right]$$

$$P_i' = 1.0915439 \text{ [MPa]}$$

Ortalama indike basıncı ; Pi

$$P_i = \varphi_r \cdot P_i'$$

$$P_i = 1.0478821 \text{ [MPa]}$$

yuvarlatma katsayisi ; $\varphi_r = 0.96$ alındı

Indike verim ; η_i

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_o \cdot \alpha}{H_u \cdot Q_o \cdot \eta_v}$$

$$\eta_i = 0.33595655$$

$$l_o = \mu_a \cdot L_o$$

$$l_o = 14.96728$$

l_o ; 1 kg yakitin yanmasi için gerekli (kg) cinsinden teorik hava ihtiyaci ; [kg hava/kg Y]

$$\mu_a = 28.96 \text{ [kg/kmol]} \quad ; 1 \text{ kmol havanın kütlesi}$$

Indike spesifik yakit harcamı ; g_i

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = 243.929226 \text{ [g/kWh]}$$

Piston ortalama hizi ; C_m

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} = 13.173333 \text{ [m/s]}$$

MOTOR PERFORMANS DEGERLERI:

Ortalama basınç ; P_m

$$P_m = 0.034 + 0.0113 \cdot C_m$$

$$P_m = 0.182858 \text{ [MPa]}$$

Ortalama efektif basınç ; P_e

$$P_e = P_i - P_m$$

$$P_e = 0.865023 \text{ [MPa]}$$

Mekanik verim ; η_m

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 0.825496$$

Efektif verim ; η_e

$$\eta_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}$$

$$\eta_e = 51.69388 \text{ [kW]}$$

Efektif verim ; η_e

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = 0.27733$$

Efektif spesifik yakit harcamı ; g_e

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}$$

$$g_e = 295.49365 \text{ [g/kWh]}$$

YANMA ÜRÜNLERİ:

1.ADIM:Yakitin % 5 'i yandiginda;

Yanma prosesi baslangicinda:

Gerekli teorik hava ihtiyaci; $Lo = 0.516826$ [kmol hava/kgY]

Yanabilir karisim miktarı; $M1 = 0.504848$ [kmol yan.kar/kgY]

Yanma ürünleri içindeki karbon dioksit miktarı; M_{CO2}

$$M_{CO2} = \frac{c}{12} \cdot 0.05$$

$$M_{CO2} = 3.5625 \times 10^{-3} \quad [\text{kmol } CO2/\text{kgY}]$$

Yanma ürünleri içindeki su buharı miktarı; M_{H2O}

$$M_{H2O} = \frac{h}{2} \cdot 0.05$$

$$M_{H2O} = 3.625 \times 10^{-3} \quad [\text{kmol } H2O/\text{kgY}]$$

Yanma ürünleri içindeki azot miktarı; M_{N2}

$$M_{N2} = 0.792 \cdot a \cdot Lo \cdot 0.05$$

$$M_{N2} = 0.0196479 \quad [\text{kmol } N2/\text{kgY}]$$

Toplam yanma ürünleri miktarı; $M2$

$$M2 = M_{CO2} + M_{H2O} + M_{N2}$$

$$M2 = 0.0268351 \quad [\text{kmol yan.ür/kgY}]$$

Yanma baslangicinda toplam oksijen miktarı; $O2$

$$O2 = 0.208 \cdot Lo$$

$$O2 = 0.1075 \quad [\text{kmol } O2]$$

% 5 yanma için gerekli oksijen miktarı; N_{O2}

$$N_{O2} = [n_{O2}(CO2) + n_{O2}(H2O)] \cdot 0.05$$

$$N_{O2} = (c/12 + h/4) \cdot 0.05$$

$$N_{O2} = 5.375 \times 10^{-3} \quad [\text{kmol } O2]$$

% 5 yakıt harcamında kalan oksijen; $O2^*$

$$O2^* = O2 - N_{O2}$$

$$O2^* = 0.102125 \quad [\text{kmol } O2]$$

Yanabilir karışımın moleküler değişim katsayısı; μ_o

$$\mu_o = M_2/M_1$$

$$\mu_o = 0.05315481$$

Is gazinin moleküler değişim katsayısı; μ

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\mu = 0.100015$$

Yanma ürünlerini oluşturan gazların ortalama molar ısı kapasiteleri sıcaklığın fonksiyonu olarak şöyle belirlenir.

$$(m \text{ cv}^{\text{CO}_2})_{\frac{t_z}{t_o}} = 39.123 + 0.003349 \cdot t_z$$

$$(m \text{ cv}^{\text{H}_2\text{O}})_{\frac{t_z}{t_o}} = 26.670 + 0.004438 \cdot t_z$$

$$(m \text{ cv}^{\text{N}_2})_{\frac{t_z}{t_o}} = 21.951 + 0.001457 \cdot t_z$$

$$(m \text{ cv}^{\text{O}_2})_{\frac{t_z}{t_o}} = 23.723 + 0.001550 \cdot t_z$$

$$(m \text{ cv}^{\text{''}})_{\frac{t_z}{t_o}} = \frac{1}{M_2} \cdot \left[M_{\text{CO}_2} \cdot (m \text{ cv}^{\text{CO}_2})_{\frac{t_z}{t_o}} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (m \text{ cv}^{\text{H}_2\text{O}})_{\frac{t_z}{t_o}} + M_{\text{N}_2} \cdot (m \text{ cv}^{\text{N}_2})_{\frac{t_z}{t_o}} + M_{\text{O}_2} \cdot (m \text{ cv}^{\text{O}_2})_{\frac{t_z}{t_o}} \right]$$

$$(m \text{ cv}^{\text{''}})_{\frac{t_z}{t_o}} = 115.149572 + 8.00961672 \times 10^{-3} \cdot t_z$$

$$0.05 \cdot \xi_z \cdot H_{wm} + (m \text{ cv}^{\text{'}})_{\frac{t_c}{t_o}} \cdot t_c = \mu \cdot (m \text{ cv}^{\text{''}})_{\frac{t_z}{t_o}} \cdot t_z$$

$$t_z = 345.5064831 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_z = 618.5064831 \text{ [K]}$$

Maksimum teorik yanma basıncı; P_z

$$P_z = \frac{P_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c} = 1.346272 \text{ [MPa]}$$

$$P_{za} = 0.85 \cdot P_z$$

$$P_{za} = 1.1441 \text{ [MPa]}$$

$$P_{za} = 116698.2 \text{ [kp/m}^2\text{]}$$

$$\alpha = 10^\circ \text{ KMA (üst ölü nokta öncesi) , } \lambda = 0.29$$

$$S_x = R \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

$$S_x = 5.62 \text{ mm}$$

Esdeger çap; d

$$d = \frac{2 \cdot D \cdot H}{D + 2 \cdot H} = 0.049353$$

$$H^* = H - S_x$$

$$H^* = 0.07038 \text{ m}$$

Piston ortalama hizi; C_m

$$C_m = \frac{H \cdot n}{30} = 13.173333 \text{ [m/s]}$$

Maksimum teorik yanma basıncı; P_z

$$P_{za} = 116698.2 \text{ [kp/m}^2\text{]}$$

Gaz tarafi konveksiyonla isi iletim katsayisi; $h_{c,g}$

$$h_{c,g} = 0.04 \cdot \frac{\frac{0.7}{P} \cdot C_m}{\frac{0.2}{T_z} \cdot d}$$

$$h_{c,g} = 584.1560711 \text{ [kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C]}$$

2.ADIM:Yakitin % 15 'i yandiginda:

% 5 yanma sonucu kalan yanabilir karisim miktarı; M_1

$$L_o = \frac{1}{0.208} \cdot \left[\frac{c \cdot (1 - 0.05)}{12} + \frac{h \cdot (1 - 0.05)}{4} \right]$$

$$L_o = 0.4909855 \text{ [kmol hava/kgY]}$$

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + (1/mf)$$

$$M_1 = 0.4800418 \text{ [kmol yan kar/kgY]}$$

Yanma ürünleri içindeki karbon dioksit miktarı; M_{CO_2}

$$M_{CO_2} = \left[\frac{c \cdot (1 - 0.05)}{12} \right] \cdot 0.20$$

$$M_{CO_2} = 0.0135375 \text{ [kmol CO}_2\text{/kgY]}$$

Yanma ürünleri içindeki su buhari miktarı; M_{H_2O}

$$M_{H_2O} = \left[\frac{h \cdot (1 - 0.05)}{4} \right] \cdot 0.20$$

$$M_{H_2O} = 0.013775 \text{ [kmol H}_2\text{O/kgY]}$$

Yanma ürünleri içindeki azot miktarı; M_{N_2}

$$M_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot L_o \cdot 0.20$$

$$M_{N_2} = 0.074661219 \text{ [kmol N}_2\text{/kgY]}$$

Toplam yanma ürünleri miktarı; M_2

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

$$M_2 = 0.101973719 \text{ [kmol yan.ür/kgY]}$$

Gerekli oksijen miktarı; NO_2

$$NO_2 = [n_{O_2}(CO_2) + n_{O_2}(H_2O)] \cdot 0.20$$

$$NO_2 = \left[\frac{c \cdot (1 - 0.05)}{12} + \frac{h \cdot (1 - 0.05)}{4} \right] \cdot 0.20$$

$$NO_2 = 0.020425 \text{ [kmol O}_2\text{]}$$

% 15 yakıt harcamında kalan oksijen; O_2^*

$$O_2^* = O_2 - NO_2$$

$$O_2^* = 0.0817 \text{ [kmol O}_2\text{]}$$

Yanabilir karışımın moleküler değişim katsayısı; μ_o

$$\mu_o = M_2 / M_1$$

$$\mu_o = 0.212426$$

Is gazinin moleküler değişim katsayısı; μ

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\mu = 0.2514044$$

Yanma ürünlerinin ortalama molar spesifik isisi; $(m_{cv})^{tz}$
to

$$(m_{cv})_{to}^{tz} = \frac{1}{M_2} \cdot \left[M_{CO_2} \cdot (m_{cv}^{CO_2})_{to}^{tz} + M_{H_2O} \cdot (m_{cv}^{H_2O})_{to}^{tz} + M_{N_2} \cdot (m_{cv}^{N_2})_{to}^{tz} + M_{O_2} \cdot (m_{cv}^{O_2})_{to}^{tz} \right]$$

$$(m_{cv})_{to}^{tz} = 3.352696 \times 10^{-3} \cdot tz + 43.87468$$

$$0.20 \cdot \xi_z \cdot H_{wm} + (m_{cv}')_{to}^{tc} \cdot tc = \mu \cdot (m_{cv}'')_{to}^{tz} \cdot tz$$

$$3.352696 \times 10^{-3} \cdot tz^2 + 43.8746 \cdot tz - 64830.003 = 0$$

$$tz = 1340.3373 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$Tz = 1613.3373 \text{ [K]}$$

Maksimum teorik yanma basinci; P_z

$$P_z = \frac{P_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c}$$

$$P_z = 3.51167049 \text{ [MPa]}$$

$$P_{za} = 0.85 \cdot P_z$$

$$P_{za} = 2.98435 \text{ [MPa]}$$

$$P_{za} = 304403.7 \text{ [kp/m}^2\text{]}$$

$\alpha = 9^\circ$ KMA ;üst ölü noktadan önce

$$S_x = R \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

$$S_x = 0.6026 \text{ mm}$$

$$H^* = H - S_x$$

$$H^* = 0.07539 \text{ m}$$

Esdeger çap; d

$$d = \frac{2 \cdot D \cdot H}{D + 2 \cdot H} = 0.05053 \text{ m}$$

Gaz tarafi konveksiyonla isi iletim katsayisi; hc_g

$$hc_g = 0.04 \cdot \frac{P^{0.7} \cdot C_m^{0.7}}{T_z^{0.2} \cdot d^{0.3}}$$

$$h_{c,g} = 934.80958 \text{ [kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C]}$$

3.ADIM:Yakitin % 40 'i yandiginda;

% 15 yanma sonucu kalan yanabilir karisim miktarı;M1

$$L_o = \frac{1}{0.208} \cdot \left[\frac{c \cdot 0.95 \cdot 0.80}{12} + \frac{h \cdot 0.95 \cdot 0.80}{4} \right]$$

$$L_o = 0.392788461 \text{ [kmol hava/kgY]}$$

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + (1/m_f)$$

$$M_1 = 0.385772575 \text{ [kmol yan kar/kgY]}$$

Yanma ürünleri içindeki karbon dioksit miktarı; M CO2

$$M_{CO_2} = \left[\frac{c \cdot 0.95 \cdot 0.80}{12} \right] \cdot 0.60$$

$$M_{CO_2} = 0.03249 \text{ [kmol CO}_2\text{]}$$

Yanma ürünleri içindeki su buhari miktarı; M H2O

$$M_{H_2O} = \left[\frac{h \cdot 0.95 \cdot 0.80}{2} \right] \cdot 0.60$$

$$M_{H_2O} = 0.03306 \text{ [kmol H}_2\text{O]}$$

Yanma ürünleri içindeki azot miktarı; M N2

$$M_{N_2} = 0.792 \cdot L_o \cdot \alpha \cdot 0.60$$

$$M_{N_2} = 0.179186953 \text{ [kmol N}_2\text{]}$$

Toplam yanma ürünleri miktarı;M2

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

$$M_2 = 0.24473674 \text{ [kmol yan ür/kgY]}$$

Gerekli oksijen miktarı;N O2

$$N_{O_2} = [n_{O_2}(CO_2) + n_{O_2}(CO_2)] \cdot 0.60$$

$$N_{O_2} = \left[\frac{c}{12} + \frac{h}{4} \right] \cdot 0.950 \cdot 0.800 \cdot 0.600$$

$$N_{O_2} = 0.04902 \text{ [kmol O}_2\text{]}$$

% 60 yakit harcamında kalan oksijen

$$O_{2*} = O_2 - N_{O_2}$$

$$O2^* = 0.03268 \quad [\text{kmol } O2]$$

Yanabilir karışımın moleküler değişim katsayısı; μ_0

$$\mu_0 = \frac{M2}{M1} = 0.634406787$$

Is gazinin moleküler değişim katsayısı; μ

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\mu = 0.65250033$$

Yanma ürünlerinin ortalama molar spesifik isisi; $(m \text{ cv})_{to}^{tz}$

$$(m \text{ cv})_{to}^{tz} = \frac{1}{M2} \cdot \left[M \text{ CO}_2 \cdot (m \text{ cv})_{to}^{tz} \text{CO}_2 + M \text{ H}_2\text{O} \cdot (m \text{ cv})_{to}^{tz} \text{H}_2\text{O} + M \text{ N}_2 \cdot (m \text{ cv})_{to}^{tz} \text{N}_2 + M \text{ O}_2 \cdot (m \text{ cv})_{to}^{tz} \text{O}_2 \right]$$

$$(m \text{ cv})_{to}^{tz} = 2.31782643 \cdot 10^{-3} \cdot tz + 28.035822$$

$$0.6 \cdot \xi_z \cdot H_{wm} + (m \text{ cv})_{to}^{tc} \cdot tc = \mu \cdot (m \text{ cv})_{to}^{tz} \cdot tz$$

$$2.31782643 \cdot 10^{-3} \cdot tz^2 + 28.035822 \cdot tz - 74935.815 = 0$$

$$tz = 2253.1507 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$Tz = 2526.1507 \quad [\text{K}]$$

Maksimum teorik yanma basıncı; P_z

$$P_z = \frac{P_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c}$$

$$P_z = 5.4985456 \quad [\text{MPa}]$$

$$P_{za} = 0.85 \cdot P_z$$

$$P_{za} = 4.6733 \quad [\text{MPa}]$$

$$P_{za} = 476676.6 \quad [\text{kp/m}^2]$$

$$\alpha = 12^{\circ}$$

$$S_x = R \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

$$S_x = 1.0685 \text{ mm}$$

$$H^* = H - S_x$$

$$H^* = 0.07493 \text{ m}$$

$$\text{Piston ortalama hizi ; } C_m = 13.173333 \text{ m/s}$$

$$\text{Esdeger çap; } d$$

$$d = \frac{2 \cdot D \cdot H}{D + 2 \cdot H} = 0.05042 \text{ m}$$

$$\text{Gaz tarafi konveksiyon isi iletim katsayisi; } h_{c,g}$$

$$h_{c,g} = 0.04 \cdot \frac{P^{0.7} \cdot C_m^{0.7}}{T_z^{0.2} \cdot d^{0.3}}$$

$$h_{c,g} = 1173.08688 \text{ [kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C]}$$

4.ADİM:Yakitin % 25 'inin yakilmasi;

% 40 yanma sonucu yanabilir karisim miktarı; M1

$$L_o = \frac{1}{0.208} \cdot \left[\frac{c \cdot 0.95 \cdot 0.80 \cdot 0.40}{12} + \frac{h \cdot 0.95 \cdot 0.80 \cdot 0.40}{4} \right]$$

$$L_o = 0.157115 \text{ [kmol hava/kgY]}$$

$$M1 = \alpha \cdot L_o + (1/mf)$$

$$M1 = 0.15952641 \text{ [kmol yan kar/kgY]}$$

Yanma ürünleri içindeki CO2 miktarı

$$M_{CO2} = \frac{c \cdot 0.95 \cdot 0.80 \cdot 0.40}{12} \cdot 0.85$$

$$M_{CO2} = 0.018411 \text{ [kmol CO2]}$$

Yanma ürünleri içindeki H2O miktarı

$$M_{H2O} = \frac{h \cdot 0.95 \cdot 0.80 \cdot 0.40}{2} \cdot 0.85$$

$$M_{H2O} = 0.018734 \text{ [kmol H2O]}$$

Yanma ürünleri içindeki azot miktarı; N2

$$M_{N2} = 0.792 \cdot L_o \cdot 0.96 \cdot 0.85$$

$$M_{N2} = 0.101539025$$

Toplam yanma ürünleri miktarı; $M2$

$$M2 = M_{CO2} + M_{H2O} + M_{N2}$$

$$M2 = 0.138684025 \text{ [kmol yan ür/kgY]}$$

Gerekli oksijen miktarı; N_{O2}

$$N_{O2} = [n_{O2}(CO2) + n_{O2}(H2O)] \cdot 0.85$$

$$N_{O2} = 0.027778 \text{ [kmol } O2]$$

% 85 yakıt harcamında kalan oksijen; $O2^*$

$$O2^* = O2 - N_{O2}$$

$$O2^* = 4.902 \times 10^{-3} \text{ [kmol } O2]$$

Yanabilir karışımın moleküler değişim katsayısı; μ_0

$$\mu_0 = \frac{M2}{M1} = 0.869348373$$

Is gazinin moleküler değişim katsayısı; μ

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 0.875814441$$

Yanma ürünlerinin ortalama molar spesifik isisi; $(m_{cv})_{to}^{tz}$

$$(m_{cv})_{to}^{tz} = \frac{1}{M2} \cdot \left[M_{CO2} \cdot (m_{cv}^{CO2})_{to}^{tz} + M_{H2O} \cdot (m_{cv}^{H2O})_{to}^{tz} + M_{N2} \cdot (m_{cv}^{N2})_{to}^{tz} + M_{O2} \cdot (m_{cv}^{O2})_{to}^{tz} \right]$$

$$(m_{cv})_{to}^{tz} = 2.165645 \times 10^{-3} \cdot tz + 25.7066618$$

$$(0.85) \cdot \xi_z \cdot H_{wm} + (m_{cv})_{to}^{tz} \cdot t_c = \mu \cdot (m_{cv})_{to}^{tz} \cdot t_o$$

$$2.165616 \times 10^{-3} \cdot tz^2 + 25.7066 \cdot tz - 79090.79908 = 0$$

$$tz = 2535.20415 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$Tz = 2808.20415 \text{ [K]}$$

Maksimum yanma basıncı; P_z

$$P_z = \frac{P_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c}$$

$$P_z = 6.112477 \text{ [MPa]}$$

$$P_z = 623464.8 \text{ [kp/m}^2\text{]}$$

$$\alpha = 13^\circ$$

$$S_x = R \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

$$S_x = 1.25175 \text{ mm}$$

$$H^* = H - S_x$$

$$H^* = 0.07474 \text{ m}$$

Piston ortalama hizi; $C_m = 13.1733333 \text{ m/s}$

Esdeger φ ; d

$$d = \frac{2 \cdot D \cdot H}{D + 2 \cdot H} = 0.05038$$

Gaz tarafi konveksiyon isi iletim katsayisi; $h_{c,g}$

$$h_{c,g} = 0.04 \cdot \frac{0.7 \cdot P \cdot C_m}{0.2 \cdot T_z + 0.3 \cdot d}$$

$$h_{c,g} = 1237.170907 \text{ [kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C]}$$

5.ADIM:Yakitin % 15 yandiginda

% 25 yanma sonucu yanabilir karisim miktarı; M_1

$$L_o = \frac{1}{0.208} \cdot \left[\frac{c}{12} + \frac{h}{4} \right] \cdot 0.95 \cdot 0.80 \cdot 0.40 \cdot 0.15$$

$$L_o = 0.0235673 \text{ [kmol hava]}$$

$$M_1 = \alpha \cdot L_o$$

$$M_1 = 0.0226246 \text{ [kmol yan kar]}$$

Yanma ürünleri içindeki karbon dioksit miktarı; M_{CO_2}

$$M_{CO_2} = \frac{c \cdot 0.95 \cdot 0.80 \cdot 0.40 \cdot 0.15}{12}$$

$$M_{CO_2} = 3.249 \times 10^{-3}$$

Yanma ürünleri içindeki su buhari miktarı; M H₂O

$$M_{H_2O} = \frac{h \cdot 0.95 \cdot 0.80 \cdot 0.40 \cdot 0.15}{10^{-3}}$$

$$M_{H_2O} = 3.306 \times 10^{-3}$$

Yanma ürünleri içindeki azot miktarı; M N₂

$$M_{N_2} = 0.795 \cdot L_o \cdot 0.96$$

$$M_{N_2} = 0.0172186 \text{ [kmol N}_2\text{]}$$

Toplam yanma ürünleri miktarı; M₂

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

$$M_2 = 0.0237739 \text{ [kmol yan ür]}$$

Gerekli oksijen miktarı; N O₂

$$N_{O_2} = O_2^* = 4.902 \times 10^{-3} \text{ [kmol O}_2\text{]}$$

Yanabilir karışımın moleküler değişim katsayısı; μ_o

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} = 1.050785$$

Is gazinin moleküler değişim katsayısı; μ

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1.048272$$

Yanma ürünlerinin ortalama molar spesifik isisi; $(m_{cv})_{to}^{tz}$

$$(m_{cv})_{to}^{tz} = \frac{1}{M_2} \cdot \left[M_{CO_2} \cdot (m_{cv}^{CO_2})_{to}^{tz} + M_{H_2O} \cdot (m_{cv}^{H_2O})_{to}^{tz} + M_{N_2} \cdot (m_{cv}^{N_2})_{to}^{tz} + M_{O_2} \cdot (m_{cv}^{O_2})_{to}^{tz} \right]$$

$$(m_{cv})_{to}^{tz} = 2.1108612 \times 10^{-3} + 24.86813758$$

$$\sum z \cdot H_{wm} + (m_{cv})_{to}^{tc} \cdot t_c = \mu \cdot (m_{cv})_{to}^{tz} \cdot t_z$$

$$2.11086 \times 10^{-3} \cdot t_z^2 + 24.8681375 \cdot t_z - 77740.22 = 0$$

$$t_z = 2599.8383 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_z = 2839.8383 \text{ [K]}$$

Maksimum teorik yanma basıncı; P_z

$$P_z = \frac{P_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c} = 6.181333 \text{ [MPa]}$$

$$P_z = 630360 \text{ [kp/m}^2\text{]}$$

$$\alpha = 13.5^\circ$$

$$S_x = R \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

$$S_x = 1.35022 \text{ mm}$$

$$H = H - S_x$$

$$H = 0.07464 \text{ m}$$

Piston ortalama hızı; C_m

$$C_m = 13.173333 \text{ m/s}$$

Esdeger çap; d

$$d = \frac{2 \cdot D \cdot H}{D + 2 \cdot H} = 0.05035 \text{ m}$$

Gaz tarafi konveksiyonla isi transfer katsayisi; $h_{c,g}$

$$h_{c,g} = 0.04 \cdot \frac{P^{0.7} \cdot C_m^{0.7}}{T_z^{0.2} \cdot d^{0.3}}$$

$$h_{c,g} = 1244.208719 \text{ [kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C]}$$

η_1

$\frac{2 \cdot h}{D}$	η_1				
	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80
0.16	0.2282	0.2472	0.2628	0.2764	0.2910
0.20	0.1822	0.1941	0.2106	0.2206	0.2340
0.24	0.1471	0.1610	0.1718	0.1822	0.1912
0.28	0.1236	0.1345	0.1438	0.1527	0.1622
0.32	0.1020	0.1277	0.1191	0.1280	0.1350

*
Tablo 8. $Bi = 0.6$ ve $\eta_2 = 0.9$ için ψ degerindeki degisme.

 η_1

$\frac{2 \cdot h}{D}$	η_1				
	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80
0.16	0.1172	0.1415	0.1704	0.2155	0.2758
0.20	0.1063	0.1300	0.1572	0.1992	0.2525
0.24	0.1000	0.1218	0.1465	0.1872	0.2387
0.28	0.0960	0.1189	0.1393	0.1800	0.2306
0.32	0.0900	0.1149	0.1370	0.1724	0.2232

*
Tablo 9. $Bi = 0.6$ ve $\eta_2 = 0.9$ için ψ_c degerindeki degisme.

Bu degerler Kaynak 2 'deki grafiklerden enterpolasyon yöntemiyle elde edilmistir.

η_1

$\frac{2 \cdot h}{D}$		0.60	0.65	0.70	0.75	0.80
	0.16	0.2219	0.2403	0.2547	0.2681	0.2820
	0.20	0.1779	0.1882	0.2049	0.2140	0.2277
	0.24	0.1442	0.1580	0.1680	0.1779	0.1872
	0.28	0.1218	0.1327	0.1411	0.1502	0.1597
	0.32	0.1004	0.1109	0.1164	0.1255	0.1326

*
Tablo 10. $Bi = 0.7$ ve $\eta_2 = 0.9$ için ψ degerinin
degisimi.

 η_1

$\frac{2 \cdot h}{D}$		0.60	0.65	0.70	0.75	0.80
	0.16	0.1163	0.1398	0.1681	0.2132	0.2735
	0.20	0.1054	0.1295	0.1563	0.1984	0.2525
	0.24	0.1000	0.1218	0.1458	0.1872	0.2378
	0.28	0.0960	0.1197	0.1386	0.1800	0.2303
	0.32	0.0900	0.1153	0.1370	0.1721	0.2228

*
Tablo 11. $Bi = 0.7$ ve $\eta_2 = 0.9$ için ψ_c degerindeki
degisme.

* Bu degerler kaynakça 2 'deki grafiklerden enterpolasyon
yöntemiyle elde edilmistir.

Pistonun ısı yükü; Q_p

$$Q_p = \frac{\lambda}{\delta} \cdot T \cdot F_p$$

T = Pistonun alt ve üst yüzleri arasındaki sıcaklık farkı [$^{\circ}\text{C}$]

$$T = T_{w1} - T_{w2}$$

F_p = Piston kesit alanı [m^2]

Isı iletim katsayısı; k

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_{cg}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_{cc}}}$$

h_{cc} ; soğutucu tarafı konveksiyon ısı iletim katsayısı

(2000 $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$ alındı)

$$k = 686.94 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

q ; piston üzerinde ısı akısı ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$)

$$q = k \cdot (T_g - T_c)$$

$$q = 686.94 \cdot (2835.2 - 363)$$

$$q = 1699958.91 \text{ [kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}]$$

$$q = h_{cg} \cdot (T_g - T_{w1})$$

T_{w1} ; Gaz tarafı yüzey sıcaklığı; [K]

$$T_{w1} = T_g - \frac{q}{h_{cg}}$$

$$T_{w1} = 1471.373 \text{ [K]}$$

T_{w2} ; Soğutucu tarafı yüzey sıcaklığı; [K]

$$T_{w2} = T_{w1} - \frac{q \cdot \delta}{\lambda}$$

$$T_{w2} = 1385.2417 \text{ [K]}$$

$$T = 86.1313 \text{ [K]}$$

$$Q_p = 7711.7829 \text{ [kcal/h]}$$

Boyutsuz ısı karakteristikler;

$$\eta_2 = \frac{R - \delta}{R} = 0.90789$$

$$\eta_1 = \frac{R - (s+t+\Delta t)}{R} = 0.771842$$

Piston basının merkez sıcaklığı; T_0

$$T_0 = \frac{Q_p}{F_p} \cdot \left[\frac{1}{h_{cg}} + \frac{D}{\lambda} \cdot \xi \right]$$

$$T_0 = 1661.11 \text{ [K]}$$

C noktasının sıcaklığı; T_c

$$T_c = \frac{Q_p}{F_p} \cdot \left[\frac{1}{h_{cg}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{D}{\lambda} \cdot \xi \right]$$

$$T_c = 1191.46 \text{ [K]}$$

$$\Delta T = T_0 - T_c$$

$$\Delta T = 469.65 \text{ [K]}$$

SONUÇ;Buraya kadar yapılan hesaplamalarda dikkat edilecek olursa sıcaklık ve basınç değerleri yüksektir. Bu nedenle piston merkez sıcaklığı ile C noktası arasındaki T sıcaklık farkı yüksek çıkmıştır. Etek üzerine transfer olan ısı miktarı küçük olduğu için bu ısı miktarı ihmal edilmiştir. Sıcaklık farkının bu kadar yüksek olmasının diğer bir sebebi de budur. Böylece ısı akısının sadece segmanlar üzerinden silindir duvarına transfer olduğu kabul edilmiştir.

Basta kabul edilen yanma sonu sıcaklıkları hesaplama sonunda da aynı çıkmıştır. Yanma sonu sıcaklıklarının yüksek çıkması ile gaz tarafındaki ısı iletim katsayısı değeri büyüktür.

Yakıtın kademeli yakılması ile ulaşılan değerler (sıcaklık, basınç ve ortalama ısı transfer katsayısı) ile tam yakılması sonucu elde edilen değerler ile esittir.

T sıcaklık farkının yüksek çıkması doğal olarak piston üzerindeki ısı gerilmelerinin artmasına sebep olur. Isı gerilmelerinin artmasıyla piston ömrü azalacak ve pistonun aşınması artacaktır. Pistonun içten yanmalı bir motorda ne kadar önemli bir parça olduğu kabul edilirse bu gerilmelerin düşük tutulması gerektiği aşıkardır.

Örnek Piston Dizayni Bölümünde ise Renault 12 motoru ele alınmış ve buna göre hesaplamalar yapılmıştır.

Sonuç olarak bu tip bir dizaynda dikkat edilecek hususlar Mukavemet yönünden dizaynin ısı yönünden yapılan dizayndan ayrı görülmemesi ve bunların birbirini tamamlayan iki özellik olarak telakki edilmesidir. Diğer bir en önemli konu ise çalışmanın sonunda elde edilen sıcaklık farkının düşük olmasıdır.

KAYNAKÇA

1) DESIGN OF AUTOMOBILE ENGINES

H.KOLCHIN

V.DEMIDOV

2) HEAT TRANSFER AND THERMAL LOADING IN INTERNAL
COMBUSTION ENGINES

G.SITKEI

3) MOTORLARDA ISI TRANSFERI DERS NOTLARI



ÖZGEÇMİS

Adi ve Soyadi : SÜLEYMAN TOKAY

Orta öğretim : Haydarpasa Endüstri Meslek Lisesi

Elektronik Bölümü (1985)

Yüksek öğretim : Yıldız Teknik Üniversitesi

Makina Mühendisliği Bölümü (1990)

Yüksek Lisans : Yıldız Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

