

# BİR BENZİN MOTORU ÇEVİRİM ANALİZİNİN MATEMATİKSEL MODELLEMESİ

Enver YILDIZ,  
Selçuk ARSLAN,  
Ali AYBEK\*

*Bu çalışmada, bir benzinli motorun (Kartal 1.6 i.e.) en uygun çalışma koşulları ve performansını belirlemek için bir matematiksel model geliştirilmiştir. Matematiksel modele uygun bir bilgisayar programı geliştirilmiş, çeşitli hava fazlalık katsayısı (HFK), ateşleme avansı ve yanma aralığı kombinasyonları, gerçek motor gücünü sağlayacak koşullarda deneyerek, optimum HFK, ateşleme avansı ve yanma aralığı belirlenmiştir. Enerji denklemleri kullanılarak sıkıştırma, yanma ve genişleme periyotlarında basınç ve sıcaklığın birer derecelik krank mili açısına göre değişimleri belirlenmiştir. Bulunan en uygun çalışma koşullarında maksimum sıcaklık ve basınç sırasıyla 2077 °K ve 6800 kPa bulunmuştur. Ele alınan benzinli motor, gerçekte 5500 d/d'da, 58.9 kW güç üretmektedir. Model kullanıldığında HFK'nın 1.05, ateşleme avansının 27° KMA ve yanma aralığının 39° KMA'ında motor gücü 59.3 kW olarak hesaplanmıştır. Buna göre, bu çalışmada geliştirilen model kullanılarak bulunan uygun çalışma koşullarında gerçek güç değeri  $\pm 1\%$ 'den küçük bir hata ile hesaplanmıştır.*

**Anahtar sözcükler :** Benzinli motor, çevrim analizi, matematiksel model

*The purpose of this study was to develop a model to calculate the power obtained experimentally from a gasoline engine produced by Fiat-Tofaş in Turkey (Kartal 1.6 i.e.). A computer program was developed based on the model to perform cycle analysis. Using the computer program, the most proper combination of air-fuel mixture, ignition timings, and combustion periods was sought amongst various excess air ratio, ignition times, and combustion periods. The engine generates 58.9 kW at 5500 rpm, according to the manufacturer. Using the model developed in this study, 59.3 kW was calculated at 5500 rpm of the crankshaft for air-fuel mixture of 1.05, ignition timing of 27° before head dead center, and combustion duration of 39°. It was concluded that the model enables to calculate the power that could be delivered by the gasoline engine within an error less than  $\pm 1\%$ . The temperatures and pressures were calculated through energy equations for compression, combustion, and expansion periods for each degree of crankshaft. The calculated peak temperature and pressure were 2077 °K and 6800 kPa, respectively for the operating conditions that provided the specified power level.*

**Keywords :** Gasoline engine, cyclic analysis, mathematical model

\* KSÜ Ziraat Fakültesi, Tarım Makinaları Bölümü

## GİRİŞ

Günümüzde termik motorların ekonomik ve efektif kullanımı önemlidir. Bu nedenle, motor performansının artırılması konusunda yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Motor performansının belirlenmesi, matematiksel model kullanımı ve deneysel çalışma olmak üzere iki yöntemle yapılmaktadır. Bu amaçla, birinci aşamada henüz tasarı halindeki motorun çevrim analizi aracılığı ile performansı teorik olarak belirlenmekte, ayrıca motor parametrelerinden her biri değiştirilerek motor karakteristikleri belirlenmektedir. Bu şekilde, matematiksel model kullanılarak performansın değişimi araştırılmaktadır. İkinci aşamada, teorik çalışma sonucu olumlu sonuçlar veren motor karakteristikleri doğrultusunda deneysel çalışmalar yapılmaktadır.

Son yıllarda bilgisayar teknolojisinde elde edilen gelişmeler nedeniyle mühendislikte kullanılan matematiksel modellerin çözümü kolaylaşmış ve teorik çalışmalar daha da önem kazanmıştır. Bunun sonucu olarak motor performansının belirlenmesinde ve uygun matematiksel modellerin çözümünde bilgisayarlardan yararlanılarak teorik çalışmalar yapılmaktadır (Emiroğlu, 1994). Ancak, değişik işletme koşullarının ve bunlara uygun performansı belirleyecek parametrelerin matematiksel modele gerçekçi bir yaklaşımla katılması gereklidir (Özaktaş, 1998; Borat ve ark., 1994).

Ülkemizde gerek benzinli motorlarda (Arslan (1982), Çetinkaya (1987), Tekin (1997), Öğüçlü (1998), gerekse dizel motorlarda (Balci (1986), Balık ve Deniz (1989) simülasyon ile çevrim analizi konusunda çalışmalar yapılmıştır.

Bu çalışmanın amacı, bir benzinli motorun (Kartal 1.6 i.e.) en uygun çalışma koşullarını ve performansını belirlemek için bir matematiksel model kullanmaktır. Araştırmanın spesifik amaçları ise

- 1) Matematiksel modele uygun bir bilgisayar programı geliştirmek,
- 2) Farklı çalışma koşullarını deneyerek gerçek motor gücünü veren optimum hava fazlalık katsayısı (HFK), ateşleme avansı ve yanma aralığını saptamaktır.

Araştırmada kullanılan eşitliklerde geçen simgeler ve tanımları Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Araştırmada Kullanılan Eşitliklerde Geçen Simgeler ve Tanımları

Simge	Boyut	Açıklama	Simge	Boyut	Açıklama
AIG	$m^2$	Isı geçiş alanı	TEG <sub>a</sub>	$^{\circ}K$	Egzoz açılma sıcaklığı
C <sub>y</sub>	kMol C/kMol Yakıt	1 kMol yakıttaki karbon mol oranı	TEG	$^{\circ}K$	Egzoz gazı sıcaklığı
C <sub>v</sub>	$kJ/kg^{\circ}K$	Sabit hacimde özgül ısı	TEG <sub>k</sub>	$^{\circ}K$	Egzoz kapanma sıcaklığı
d <sub>ny</sub>	kg	Bir adımda yanan yakıt miktarı	T <sub>dol</sub>	$^{\circ}K$	Dolgu sıcaklığı
E	$kJ/kg$	İç enerji	T <sub>ag</sub>	$^{\circ}K$	Artık gaz sıcaklığı
H <sub>y</sub>	kMol H <sub>2</sub> /kMol Yakıt	1 kMol yakıttaki hidrojen mol oranı	T <sub>iç</sub>	$^{\circ}K$	Silindir iç sıcaklığı
nH <sub>2</sub> O	kMol	Suyun mol sayısı	T <sub>d</sub>	$^{\circ}K$	Silindir dış sıcaklığı
O <sub>min</sub>	kMol O <sub>2</sub> /kMol Yakıt	Yanma için yeterli O <sub>2</sub> miktarı	TEM	$^{\circ}K$	Emme havası
PDOY	$N/m^2$	Doyma basıncı	T <sub>kar</sub>	$^{\circ}K$	Karışım sıcaklığı
PATM	$N/m^2$	Atmosfer basıncı	T	s	Zaman
PEG <sub>a</sub>	$N/m^2$	Egzoz açılma basıncı	UIG	$kJ/m^2h^{\circ}K$	Isı geçiş katsayısı
PEG	$N/m^2$	Egzoz karşı basıncı	V <sub>dol</sub>	$m^3$	Dolgu hacmi
PEM	$N/m^2$	Emme hava basıncı	VEG <sub>k</sub>	$m^3$	Egzoz gazı kapanma hacmi
P <sub>dol</sub>	$N/m^2$	Dolgu basıncı	V <sub>nh</sub>	$m^3$	Nemli hava hacmi
PE	kW	Güç	V <sub>ybuh</sub>	$m^3$	Buhar halindeki yakıt hacmi
Q	kJ	Soğutma suyuna geçen ısı miktarı	W	kJ	İş
Q <sub>vs</sub>	kJ	Reaksiyon ısısı	k		Politropik üstel katsayı
R	m	Krank yarıçapı	θ	Derece	Krank mili açısı
R	$kJ/kMol^{\circ}K$	Üniversal gaz sabiti	θ <sub>AA</sub>	KMA	Ateşleme avansı
S <sub>v</sub>	kMol S/kMol Y	1 kMol yakıttaki S mol oranı	Δθ <sub>Y</sub>	KMA	Yanma süresi
TATM	$^{\circ}K$	Atmosfer sıcaklığı			
C <sub>α</sub>	kMol C/kMol C	1 kg C içeren yakıt içindeki C mol oranı (α=1)	ρ <sub>at</sub>	$kg/m^3$	Nemli hava yoğunluğu
c'	kg C/kg Yakıt	Yakıttaki karbon miktarı	σ	$kJ/kMol$ $O_2/kMol C$	TTY için gerekli minimum oksijen miktarı
H <sub>β</sub>	kMol H/kMol C	1 kg C içeren yakıt içindeki H mol oranı	η	$kJ/kMol$ $N/kMol C$	TTY havasındaki N mol oranı
O <sub>γ</sub>	kMol O/kMol C	1 kg C içeren yakıt içindeki O mol oranı	θ	$kJ/kMol$ $H_2O/kMol C$	TTY havasındaki H <sub>2</sub> O mol oranı
N <sub>δ</sub>	kMol N/kMol C	1 kg C içeren yakıt içindeki N mol oranı			
S <sub>e</sub>	kMol S/kMol C	1 kg C içeren yakıt içindeki S mol oranı			
(H <sub>2</sub> O) <sub>ξ</sub>	kMol H <sub>2</sub> O/kMol C	1 kg C içeren yakıt içindeki H <sub>2</sub> O mol oranı			

## MATERYAL VE YÖNTEM

### Materyal

Bu çalışmada konstrüktif özellikleri bilinen bir motor (Kartal 1.6 i.e.) ele alınmıştır. Referans benzin motoruna ait bazı özellikler Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Benzin Motoruna Ait Bazı Boyut ve Özellikler (Anonim, 2003)

Motor Özellikleri	Boyut	Motor Özellikleri	Boyut
Silindir çapı	86.4 mm	Biyel kolu boyu	172.8 mm
Silindir sayısı	4 adet	Emme açılma avansı	10 °KMA
Strok	67.4 mm	Emme kapanma gecikmesi	30 °KMA
Toplam strok hacmi	1581 cm <sup>3</sup>	Egzoz açılma avansı	60 °KMA
Sıkıştırma oranı	9.1:1	Egzoz kapanma gecikmesi	10 °KMA

### Yöntem

Bu araştırmada, yanmış ve yanmamış karışım bölgelerini ayıran reaksiyon bölgesindeki hava fazlalık katsayısının, dolgunun hava fazlalık katsayısına eşit olduğu kabul edilerek bir matematiksel model oluşturulmuştur. Daha önce yapılan araştırmalarda ise yalnız reaksiyon bölgesinde stokiyometrik karışım olduğu kabul edilmiştir (Wannemacher ve ark., 1987). Silindir çapı, strok, biyel boyu, sıkıştırma oranı gibi konstrüktif faktörlere ek olarak emme havası basıncı ve sıcaklığı, egzoz gazı karşı basıncı gibi faktörler de sabit kabul edilmiştir.

Teorik motor gücü, maksimum motor gücü devri (5500 dev/dk) için hesaplanmıştır. Bulunan teorik motor gücü, aynı motor devrinde gerçek motor gücü ile karşılaştırılmıştır.

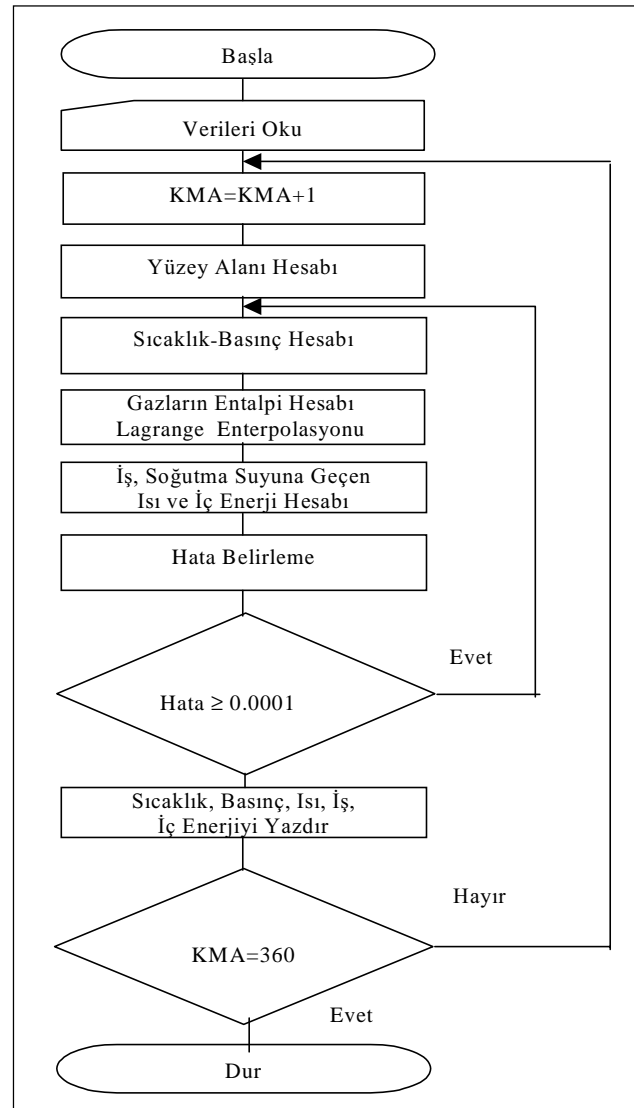
Yapılan teorik çalışmada, motorun performansı incelenmiş, sonuçların gerçek motor çalışmasındaki sonuçları verdiği görüldükten sonra, aynı motorda konstrüktif değişiklik öngörmeden performansın değişimi incelenmiştir. Sabit bir avansta hava fazlalık katsayısı (HFK) ana parametre olarak kabul edilerek üç farklı değeri (0.95, 1.00, 1.05) için hesaplar yapılmıştır.

### Çevrim Analizi

Çevrim beş aşamada tamamlanmıştır: 1) Emme olayı, 2) Yanmasız sıkıştırma olayı, 3) Yanmalı sıkıştırma olayı (üst ölü noktaya kadar), 4) Yanmalı genişleme olayı, 5) Yanmasız genişleme olayı.

Çevrim analizi için gerekli hesaplamalarda

termodinamik yasalar ve Janaf tablolarından (Benson ve Whitehouse, 1979) yararlanılmıştır. Çevrim hesapları, krank mili açısının (KMA) her bir derece aralığı için ayrı ayrı yapılmıştır. Çevrim analizinde yapılan işlemlerin akış diyagramı Şekil 1'de görülmektedir. Burada, basınç ve



Şekil 1. Bilgisayar Programı Akış Diyagramı

sıcaklığın çevrim boyunca değişimi her adımda hesaplanmış, maksimum basınç ve sıcaklık değerleri bulunmuştur. KMA'na bağlı olarak sıcaklık ve basınca ek olarak iş ve soğutma suyuna geçen ısı değerleri hesaplanmıştır.

Silindir içerisindeki gaz hacminin değişimi, pistonun aldığı yol ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Ancak, pistonun aldığı yol KMA ile doğru orantılı değildir. Gaz hacmindeki değişim, her KMA için ayrı bir piston yolu hesaplanarak (Palavan, 1975) belirlenmiştir.

Çevrim analizinde emme olayından sonra (ikinci aşamada), termodinamiğin 1. yasasında kullanılan iş (W), soğutma suyuna geçen ısı (Q) ve iç enerji (E) hesaba katılmıştır ( $\Delta E = \Delta Q - \Delta W$ ). Burada kullanılan E, sıcaklığın ve bileşenlerin bir fonksiyonudur ve Janaf tablolarından bilgisayar programı aracılığı ile hesaplanmıştır. Bir sıcaklık tahmini yapılarak termodinamik yasalara göre hesaplanan basınç, termodinamiğin 1. yasasında işin hesaplanmasında kullanılmış, eşitlikte  $[f=E-(W-Q)]$  hata değeri 0.001'den daha küçük olana kadar iterasyon ile sıcaklık tahmini yapılmaya devam edilmiştir. Hata, istenilen toleransa gelince elde edilen değerler bilgisayar programı tarafından bir sonraki durumun başlangıç koşulları olarak atanmış, aynı işlemler bir sonraki KMA için tekrarlanmıştır.

Üçüncü ve dördüncü aşamalarda termodinamiğin 1. yasasına yakıtın reaksiyon ısısı ( $Q_{vs}$ ) da ilave edilerek soğutma suyuna geçen ısı, elde edilen iş, iç enerji ve reaksiyon ısısı arasında eşitlik sağlanmaya çalışılmıştır (Moran ve Shapiro, 1995). Beşinci aşamada da, termodinamiğin birinci yasasına göre, üçüncü ve dördüncü aşamalarda işlemler aynı şekilde sürdürülmüştür.

### Model

Emme, sıkıştırma ve genişleme olaylarını matematiksel olarak incelemeye önce, hava bileşimine ait eşitlikler, havanın mol sayısı, yakıtta ait termokimyasal eşitlikler, yakıtın mol sayısı ve yakıt miktarı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

#### Hava ve Yakıtta Ait Eşitlikler

Havaya, yakıtta ve artık gazlara ait eşitlikler kullanılarak

(Taylor, 1978; Borat ve ark., 1992), sıkıştırma başlangıcında silindir içindeki dolgunun termokimyasal özellikleri belirlenmiştir.

#### Hava Bileşimine Ait Eşitlikler

Motor içerisine emilen havanın, moleküler olarak, %21'inin oksijen ve %79'unun azottan oluştuğu, bağıl neminin (BNM) %60 ve doyma basıncının (PDOY)  $2338 \text{ N/m}^2$  olduğu kabul edilmiştir. Hava içerisindeki su buharı (YSB), kuru hava (YKH), oksijen ( $YO_2$ ) ve azot ( $YN_2$ ) yüzdeleri sırasıyla eşitlik 1, 2, 3 ve 4 ile hesaplanmıştır.

$$YSB = \frac{(BNM) * (PDOY)}{(PATM)} \quad (1)$$

$$YKH = 1 - YSB \quad (2)$$

$$YO_2 = 0.21 * YKH \quad (3)$$

$$YN_2 = 0.79 * YKH \quad (4)$$

Mutlak nem yüzdesi (XN) bağıl neme bağlı olarak eşitlik 5 ile hesaplanmıştır.

$$XN = \frac{1}{1.608 \{PATM / (BNM * PDOY) - 1\}} \quad (5)$$

Kuru havanın mol ağırlığı (MKH)  $28.9644 \text{ (kg/kMol)}$  olup nemli havanın mol ağırlığı (MNH) eşitlik 6 ile bulunmuştur.

$$MNH = MKH \frac{1 + XN}{1 + 1.608 (XN)} \quad (6)$$

Nemli havanın yoğunluğu ( $\rho_{at}$ ) eşitlik 7 ile hesaplanmıştır.

$$\rho_{at} = \frac{(PATM) (MNH)}{(R) (ATM)} \quad (7)$$

#### Yakıtta Ait Termokimyasal Eşitlikler

Yakıt içerisindeki karbon, hidrojen ve kükürt elemanlarının yüzdeleri  $C_y$ ,  $H_y$  ve  $S_y$  ile gösterilerek sırasıyla eşitlik 8, 9 ve 10 ile, yakıtın mol ağırlığı (MY) ise eşitlik 11 ile hesaplanmıştır.

$$C_y = \frac{c' \cdot M_y}{12.011} \quad (8)$$

$$H_y = 1.491 * 10^{-1} \quad (9)$$

$$S_y = 1.871 * 10^{-5} \quad (10)$$

$$MY = 12.011 * C_y + 1.008 * H_y + 32.064 * S_y \quad (11)$$

Yakıtın kapalı formülü (tanıtıcı büyüklüklerle),  $C_\alpha H_\beta O_\gamma N_\delta S_\epsilon (H_2O)_\xi$  (kül) $\zeta$  biçiminde yazılarak 1 kg karbon içeren ( $\alpha=1$ ) yakıtın kapalı formülünün belirlenmesi için, yakıt içindeki C, S ve H'nin mol oranları sırasıyla eşitlik 12, 13 ve 14 ile belirlenmiştir.

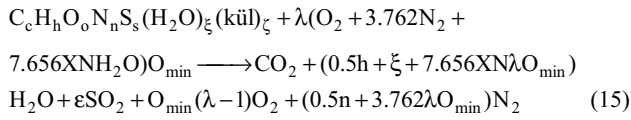
$$\alpha = \frac{C_y}{C_y} \quad (12)$$

$$\epsilon = \frac{S_y}{C_y} \quad (13)$$

$$\beta = \frac{H_y}{C_y} \quad (14)$$

#### Yanma İçin Gerekli Hava Miktarı

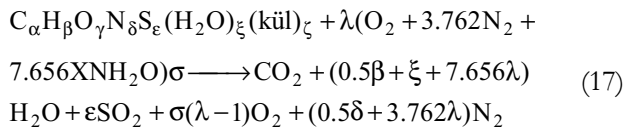
Yakıtın 1 kilo molünün tam yanması halinde reaksiyon denklemi şu şekildedir.



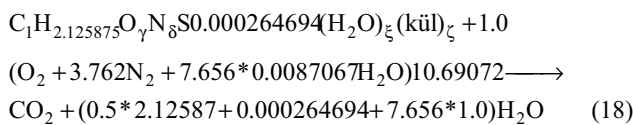
Eşitlik 16 'da yanma için yeterli oksijen miktarı  $O_{min}$  hesaplanmıştır.

$$O_{min} = (C + 0.25H + S - 0.5O) \quad (16)$$

Yakıtın içerisinde 1 kg/1 kMol karbon bulunması ve tam yanması halinde reaksiyon denklemi eşitlik 17 ile bulunmuştur.



Teorik tam yanma için;



eşitliğinden yararlanılmıştır. Teorik tam yanma halinde minimum oksijen miktarı;

$$\sigma = 1 + 0.25\beta + \epsilon - 0.5\gamma \quad (19)$$

olarak alınmıştır. Gerekli minimum kuru havanın mol sayısı;

$$n_{khmin} = C_y(\sigma + \eta) \quad (20)$$

eşitliği ile, gerekli minimum nemli hava mol sayısı ise

$$n_{nhmin} = C_y(\sigma + \eta + \theta) \quad (21)$$

eşitlikleri ile bulunmuştur. Eşitlik 21'de yer alan  $\theta = 7.656 XN \sigma$ ,  $\eta = 3.762 \sigma$  ve  $\sigma = O_{min}/C_y$ 'dir. Hava fazlalık katsayısına bağlı olarak silindir içindeki kuru ve nemli hava mol sayıları ( $n_{kh}$  ve  $n_{nh}$ ), sırasıyla:

$$n_{kh} = \lambda n_{khmin} \quad (22)$$

$$n_{nh} = \lambda n_{nhmin} \quad (23)$$

denklemleri kullanılarak hesaplanmıştır. Karışımın mol sayısı ( $n_{kar}$ ) ise, egzoz gazı mol sayısı ( $n_{eg}$ ) ile taze dolgu mol sayısı ( $n_{dol}$ ) toplanarak belirlenmiştir (Eşitlik 24). Taze dolgu mol sayısı ( $n_{dol}$ ) ise eşitlik 25 ile hesaplanmıştır.

$$n_{kar} = n_{eg} + n_{dol} \quad (24)$$

$$n_{dol} = P_{dol} V_{dol} / (RT_{dol}) \quad (25)$$

Egzoz mol sayısı ( $n_{eg}$ ) eşitlik 26, bu eşitlikte geçen egzoz gazı sıcaklığı ise eşitlik 27 ile hesaplanmıştır.

$$n_{eg} = \frac{PEG \times V_c}{R \times TEG} \quad (26)$$

$$TEG = TEG_a \left( \frac{PEG}{PEG_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (27)$$

Egzoz supabının kapandığı noktadaki sıcaklık ( $TEG_k$ ) ve hacim ( $VEG_k$ ) sırasıyla eşitlik 28 ve 29 ile hesaplanmıştır.

$$TEG_k = TEG \left( \frac{PEM}{PEG} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (28)$$

$$VEG = V_c \left( \frac{PEG}{PEM} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (29)$$

Silindir içine girebilecek taze dolgu hacmi, toplam strok hacminden egzoz supabının kapandığı noktadaki hacmin çıkarılması ile elde edilmiştir (Eşitlik 30).

$$V_{dol} = V_{st} - VEG_k \quad (30)$$

### Egzoz gazı sıcaklığı

Silindir içine giren atmosfer şartlarındaki (PEM, TEM) dolgu, silindir içindeki artık egzoz gazları ( $T_{ag}$ ) ile karışarak ısınmaktadır. Bu çalışmada dolgu sıcaklığı ( $T_{dol}$ ) oda sıcaklığı olan 298 °K olarak alınmıştır.

$$n_{eg}TEG_k + n_{dol}T_{dol} = (T_{dol} + T_{ag})(n_{dol} + n_{eg}) \quad (31)$$

$$T_{ag} = n_{eg}(TEG_k - T_{dol}) / (n_{eg} + n_{dol}) \quad (32)$$

Bu durumda karışımın sıcaklığı  $T_{kar}$  eşitlik 33 ile hesaplanmıştır.

$$T_{kar} = T_{dol} + T_{ag} \quad (33)$$

### Yakıtın Mol Sayısı ( $n_{yt}$ )

Dolgunun nemli hava ( $V_{nh}$ ) ile buharlaşmış yakıttan ( $V_{ybuh}$ ) meydana geldiği kabul edilerek sıvı halde bulunan yakıtın hacmi ihmal edilmiştir. Bu durumda dolgu hacmi;

$$V_{dol} = V_{nh} - V_{ybuh} \quad (34)$$

olmaktadır. Eşitlik 34'ün daha açık yazılması ile dolgu hacmi;

$$V_{dol} = (n_{nh}RT_{dol}) / P_{dol} + (n_{yt}RT_{dol}) / P_{dol} Y_{buh} \quad (35)$$

şeklinde tanımlanabilir. Burada  $Y_{buh}$ , yakıtın silindir içindeki buharlaşmış hacminin yüzdesi olup yakıtın tamamının silindir içinde buhar halinde olduğu kabul edilerek, 1 olarak alınmıştır.

$$V_{dol} = ((RT_{dol}) / P_{dol} n_{yt})(n_{nh} / n_{yt} + 1) \quad (36)$$

$$n_{yt} = (V_{dol}P_{dol}) / (RT_{dol})(n_{nh} / n_{yt} + 1) \quad (37)$$

Eşitlik 37 deki  $(V_{dol}P_{dol}) / (RT_{dol})$  değeri, eşitlik 36'da yerine konularak yakıtın mol sayısı ( $n_{yt}$ ) eşitlik 38 bulunmuştur.

$$n_{yt} = n_{dol} / ((n_{nh} / n_{yt}) + 1) \quad (38)$$

Bu eşitlikten bulunan nemli hava ile yakıt mol sayısı oranını ( $n_{nh}/n_{yt}$ ) bulmak için hava fazlalık katsayısı

tanımından yararlanılmıştır. Hava içindeki oksijenin mol sayısı  $n_{O_2}$  ile gösterilerek havadaki oksijen yüzdesi için,

$$YO_2 = (n_{O_2} / n_{nh})100 \quad (39)$$

yazılabilir. Hava fazlalık katsayısı ( $\lambda$ ) ise,

$$\lambda = n_{O_2} / (n_{yt}O_{min}) \quad (40)$$

dir. Buradan,

$$n_{nh} / n_{yt} = \lambda O_{min} / YO_2 \quad (41)$$

yazılıp bu eşitlik, denklem 38'de yerine konularak 42 no.lu denklem elde edilmiştir.

$$n_{yt} = n_{dol} / (1 + (\lambda O_{min} / YO_2)) \quad (42)$$

### Yakıt Miktarı ( $m_t$ )

Bir çevrimde silindire giren yakıtın mol sayısı ( $n_{yt}$ ) ile yakıtın mol ağırlığı (MY) kMol olarak bilindiğine göre, yakıt miktarı eşitlik 43 ile bulunur.

$$m_t = n_{yt}MY \quad (43)$$

### Havanın Mol Sayısı ( $n_{nh}$ )

Silindir içindeki nemli havanın mol sayısı ( $n_{nh}$ ), silindir içindeki dolgunun mol sayısı ( $n_{dol}$ ) ile (eşitlik 25) yakıtın mol sayısı ( $n_{yt}$ ) (eşitlik 42) toplanarak hesaplanmıştır.

$$n_{nh} = n_{dol} + n_{yt} \quad (44)$$

Hava içindeki azot yüzdesi ( $YN_2$ ) ve su buharı yüzdesi ( $YH_2O$ ) kullanılarak azot ve su buharının mol sayıları kMol olarak sırasıyla ( $n_{N_2}$ ,  $n_{H_2O}$ ) 45 ve 46 no.lu eşitliklerle bulunmuştur.

$$n_{N_2} = YN_2 n_{nh} \quad (45)$$

$$n_{H_2O} = YH_2O n_{nh} \quad (46)$$

### Sıkıştırma, Yanma ve Genişleme Olaylarının Matematiksel Modeli

#### Emme Olayı

Yukarıdaki eşitliklerden kMol bazında miktarları saptanan karışımın, atmosfer şartlarında silindire dolduğu kabul edilmiştir.

#### Yanmasız Sıkıştırma Olayı

Sıkıştırma olayı pistonun AÖN'dan ÜÖN'ya



hareketi ve emme supabının kapanması ile başlar. Sıkıştırmanın her bir adımında basınç ve sıcaklığın bulunmasında termodinamiğin birinci yasasından (Yamankaradeniz, 1995) yararlanılmıştır. Bu yasa, eşitlik 47 ile tanımlanmıştır.

$$dQ - dW = dE \quad (47)$$

Karışım, piston tarafından 180° KMA'ından başlayarak ÜÖN'ya doğru sıkıştırmaya başlar. Sıkıştırma ateşleme avansının olduğu 333° KMA'na kadar devam eder. Bu aşamada Termodinamiğin 1. yasası daha açık bir şekilde eşitlik 48 ile ifade edilmiştir.

$$E(T_2) - E(T_1) + \left(\frac{P_1 + P_2}{2}\right)(V_2 - V_1) = dQ \quad (48)$$

Burada iç enerji (dE);

$$dE = E(T + dT, n) - E(T, n_i) \quad (49)$$

olmaktadır. Karışımın iç enerjisinin sıcaklığa göre değişimini bulmak için basit fonksiyonlar ve algoritmalarından yararlanılmıştır (Benson ve Whitehouse, 1979). Karışımın entalpisi ( $h_i$ ) eşitlik 50, karışımın özgül iç enerjisi ( $e_i$ ) ise eşitlik 51 ile bulunmuştur.

$$h_i(T) = R \left\{ \sum_{j=1}^5 u_{i,j} T^j \right\} \quad (50)$$

$$e_i(T) = R \left\{ \left( \sum_{j=1}^5 u_{i,j} T^j \right) - T \right\} \quad (51)$$

Karışımın özgül ısısı ( $C_v$ ) sıcaklığın bir fonksiyonu olarak değişmektedir ve bu değer eşitlik 52 ile, eşitlikte geçen parametreler ise eşitlik 53, 54 ve 55 kullanılarak bulunmuştur.

$$C_v(T) = \frac{R}{n_m} \sum_{i=1}^N n_i \left\{ \left( \sum_{j=1}^5 j u_{i,j} T^{j-1} \right) - 1 \right\} \quad (52)$$

$$f(u)_i = \sum_{j=1}^5 u_{i,j} j Y^{j-1} \quad (53)$$

$$f(udy)_i = \sum_{i=1}^5 j Y^{j-1} \quad (54)$$

$$f(tu)_i = \sum_{i=1}^5 n_i \{f(u)_i - 1\} \quad (55)$$

Burada  $u_{i,j}$  polinom katsayıları olup, Janaf tablolarında (Benson ve ark., 1979) verilmiştir.

### Yanmalı Sıkıştırma Olayı

Yanma modelinde, silindir içinde yanmış bölge, yanmakta olan bölge ve yanmamış bölge olmak üzere üç ayrı bölgenin olduğu, karışımın bütün yanma süresince homojen olduğu ve yakıtın tamamının yanma kanununa göre yandığı kabul edilmiştir. Her bir adımda (krank milinin 1 derecelik açısı) yanmakta olan karışım miktarı yanma kanununa göre, bilgisayar programı ile hesaplanmış, adım sonu oluşan yeni basınç ve sıcaklıklar ikinci adımın ilk şartları olarak alınmıştır. Gaz basıncı, sıcaklık ve yanma ürünleri, sonlu farklarla tanımlanan aşağıda verilen eşitlik 56, 57 ve 58 kullanılarak adım-adım hesaplanmıştır. Yanma süresince sisteme reaksiyon ısısı girdiğinden Termodinamiğin 1. yasasındaki eşitliğe reaksiyon ısısı ( $Q_{vs} dn_y$ ) ilave edilmiştir. Eşitlik 56 çözülürken, bir önceki T sıcaklığı 0.001 °C artırılarak eşitliği sağlayan sıcaklık bulunmuş ve bu sıcaklıktaki soğutma suyuna geçen ısı eşitlik 57 ile, aynı sıcaklıkta termodinamik gaz yasasına göre hesaplanan ortalama P basıncı, hacim değişimi ile çarpılarak iş (W), aynı sıcaklıktaki iç enerji bir algoritma yardımıyla ve yine aynı sıcaklıktaki reaksiyon ısısı (Eşitlik 59) hesaplanmıştır.

$$dQ - dW = dE + Q_{vs} d_{ny} \quad (56)$$

Burada, dQ soğutma suyuna geçen ısıdır (Özaktaş, 1988). dQ'yu hesaplamak için eşitlik 57 kullanılmıştır. Eşitlik 56'da geçen ısı geçiş katsayısı (UIG), motorun krank mili açısı ve devir sayısının bir fonksiyonu olarak (Özaktaş, 1988) eşitlik 58 ile bulunmuştur:

$$dQ = AIG * UIG (T_{iç} - T_{dış}) \quad (57)$$

$$UIG = (n_{DS} / 23.0)(1000 - 5000 \cos(\theta / 2) - 10) \quad (58)$$

Eşitlik 57'de kullanılan AIG, ısı geçiş alanı olup, her bir krank mili açısı için piston üst yüzey ve silindir yüzey alanı hesaplanmıştır.

Reaksiyon ısısı ( $Q_{vs}$ ) ise eşitlik 59 kullanılarak hesaplanmıştır:

$$Q_{vs} = (n(hf_{CO2} + dh_{CO2}) + n(hf_{H2O} + dh_{H2O}) + n(hf_{N2} + dh_{N2}) + n(hf_{O2} + dh_{O2}) - ((hf_{C8H18} + dh_{C8H18}) + O_{min} \lambda (hf_{O2} + dh_{O2}) + 3.76(hf_{N2} + dh_{N2})) \quad (59)$$

Krank açısına bağlı olarak yanan yakıt yüzdesi, yanma kanunu ( $m_y$ ) eşitliği kullanılarak (Özaktaş, 1988) hesaplanmıştır. Yanma kanunu, krank mili açısı ( $\theta$ ), ateşleme avansı ( $\theta_{AA}$ ) ve yanma süresinin ( $\Delta\theta_Y$ ) bir fonksiyonudur. Bu kanunla her bir krank mili açısı için kullanılan yakıt yüzdesi program yardımı ile hesaplanmıştır.

$$m_y = 1 - EXP \left\{ -6.908 \left( \frac{\theta - \theta_{AA}}{\Delta\theta_Y} \right)^4 \right\} \quad (60)$$

#### Yanmalı Genişleme Olayı

Bu olayda da yanmalı sıkıştırma olayında kullanılan eşitlik ve yöntemler kullanılmıştır.

#### Yanmasız Genişleme Olayı

Bu olayda yanmasız sıkıştırma olayında kullanılan eşitliklerden yararlanılmıştır.

## BULGULAR VE TARTIŞMA

Araştırmada, çalışma koşulları bilinen dört zamanlı otto motoru ele alınarak bu motorun çevrim analizi ile ilgili matematiksel model geliştirilmiştir. Model, hava fazlalık katsayısının (HFK) 0.95, 1.00, 1.05 değerleri için farklı avans açıları ve farklı yanma kam mili açısı aralıklarında denenmiştir. Bu çalışmada matematiksel model, maksimum güç devrinde uygulanmıştır.

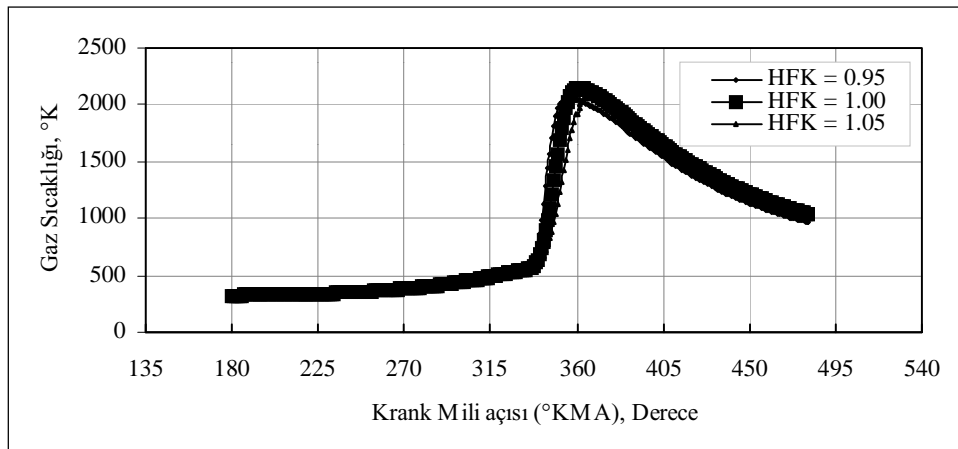
Bilgisayar programı yardımı ile yapılan hesaplamalar sonucu ele alınan benzin motorunun KMA'na göre; basınç, sıcaklık değişimleri ve KMA'na bağlı olarak soğutma suyuna geçen enerji miktarı ve iş değişimi belirlenmiştir. Ayrıca, HFK'na bağlı sabit avansta (27° KMA) yanma sonu sıcaklık ve basınç değerleri saptanmıştır.

#### Silindir İçinde Sıcaklık Değişimi

HFK'nın 0.95, 1.00 ve 1.05 değerinde yapılan hesaplamalar sonucu, KMA'na göre sıcaklığın değişimi Şekil 2'de verilmiştir. Şekil 2'de görüldüğü gibi, HFK'nın 0.95, 1.00 ve 1.05 olduğu işletme şartlarında silindir içi maksimum gaz sıcaklıkları sırasıyla 355, 360 ve 367° KMA'larında 2045, 2153 ve 2077 °K olarak bulunmuştur. Ele alınan HFK'larından yalnız 1.05'te maksimum sıcaklık ÜÖN'dan yeteri kadar sonra oluşmaktadır.

#### Basınç Değişimi

HFK'nın 0.95, 1.00 ve 1.05 değerinde yapılan



Şekil 2. HFK 0.95, 1.00 ve 1.05 İçin Krank Mili Açısına Bağlı Olarak Sıcaklık Değişimi



hesaplamalar sonucu, KMA'na göre basıncın değişimi Şekil 3'de verilmiştir.

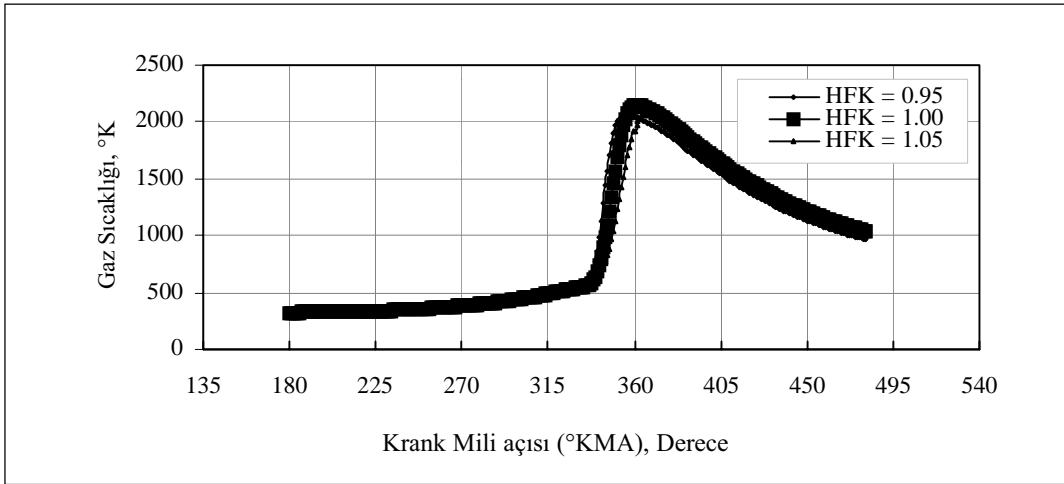
Şekil 3'de görüldüğü gibi, HFK'nın 0.95, 1.00 ve 1.05 olduğu işletme şartlarında silindir içi maksimum gaz basıncı sırasıyla 360, 362 ve 364° KMA'larında 7030, 6971 ve 6800 kPa olarak bulunmuştur. Ele alınan HFK'larından yalnız 1.05'te maksimum basınç ÜÖN'dan yeteri kadar sonra oluşmaktadır. HFK'nın 0.95 ve 1.00 olması durumunda maksimum basınç ÜÖN'yu yeteri kadar geçmeden (360-362° KMA) oluştuğu için motor normal çalışma şartlarını sağlamamaktadır.

Şekil 3'de görüldüğü gibi, HFK'nın 0.95, 1.00 ve 1.05 olduğu işletme şartlarında silindir içi maksimum gaz

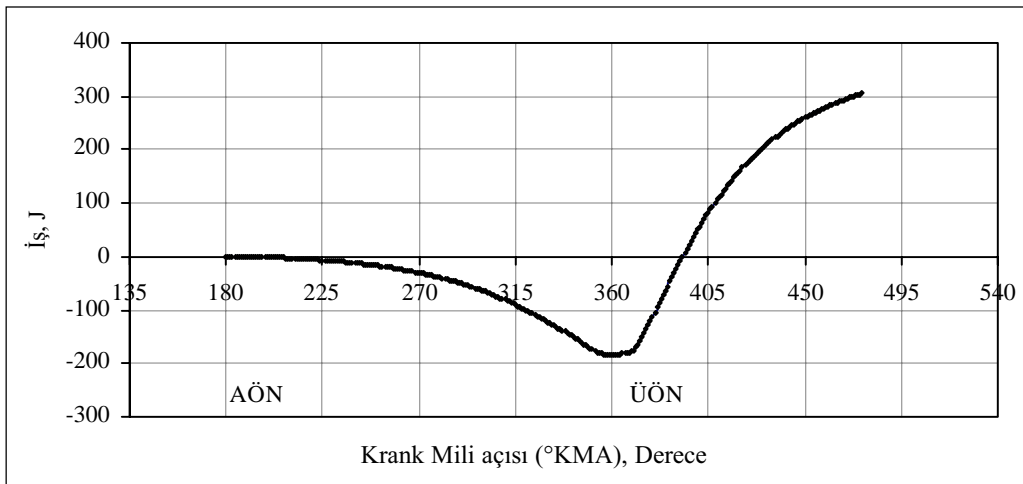
basıncı sırasıyla 360, 362 ve 364° KMA'larında 7030, 6971 ve 6800 kPa olarak bulunmuştur. Ele alınan HFK'larından yalnız 1.05'te maksimum basınç ÜÖN'dan yeteri kadar sonra oluşmaktadır. HFK'nın 0.95 ve 1.00 olması durumunda maksimum basınç ÜÖN'yu yeteri kadar geçmeden (360-362° KMA) oluştuğu için motor normal çalışma şartlarını sağlamamaktadır.

### İşin (W) Değişimi

Sıkıştırma periyodu 180° KMA'sında başlayarak 360° KMA'na kadar devam etmektedir. Bu periyotta çevrime iş verilmektedir ve değeri (-) dir (Şekil 4). 360-480° KMA arasındaki genişleme periyodunda sistemden



Şekil 3. HFK 0.95, 1.00 ve 1.05 İçin Krank Mili Açısına Bağlı Olarak Basınç Değişimi



Şekil 4. Maksimum Güç Devrinde Krank Mili Açısına Bağlı Olarak Elde Edilen İşin Değişimi

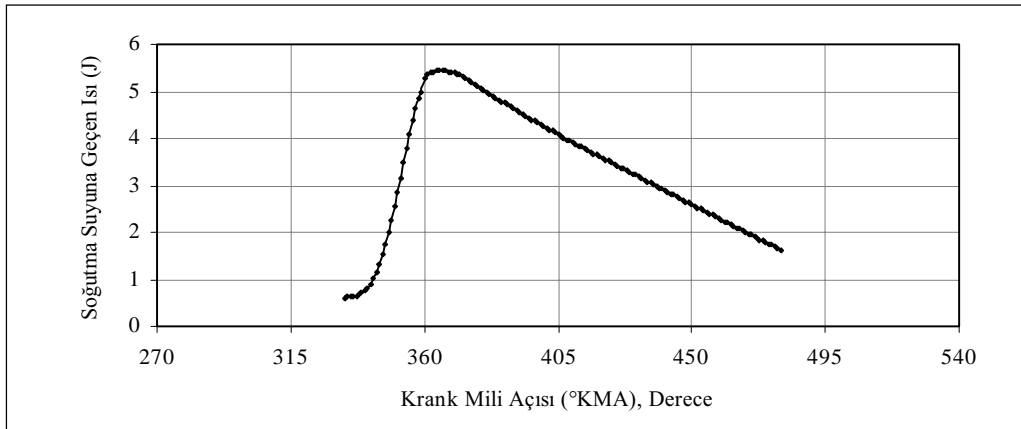
iş alınmaktadır ve değeri (+) dir. Bu iki periyotta elde edilen işlerin aritmetik toplamından elde edilen indike güç 59.3 kW, üretici firma tarafından belirtilen gerçek motor indike güç değeri 58.9 kW (Anonim, ...), motor efektif güç değeri ise 56.1 kW'tır (Anonim, 1998). Bu araştırmada hesaplamalar, krank açısı 1'er derece artırılarak yapıldığı için gerçek güç değeri olan 58.9 kW tam olarak elde edilememiştir. Ancak, gerçek güç  $\pm$  %1 hata ile belirlenebilmiştir. Bu çalışmada kullanılan simülasyon programı sıkıştırma ve iş zamanının bir bölümünü (egzoz supabı açılma başlangıcı) içermektedir. İş zamanında egzoz işlemi AÖN'dan 60 ° KMA kadar önce başlayıp, AÖN'da bitmektedir. Bu işlem aralığında elde edilen (+) işin, emme ve egzoz zamanı pompalama kayıplarındaki (-) işi karşıladığı yapılan hesaplamalarla belirlenmiş ve kabul edilmiştir.

ısı miktarı (0.48 kJ) ile iş (0.32 kJ) arasındaki oran 1.5 olmuştur. Buna göre, elde edilen uygun işletme şartlarında soğutma suyuna geçen ısı miktarı gerçek motor değerlerine uygundur.

Hesaplamalar sonucu elde edilen ve Şekil 4 ve 5'te gösterilen değerler, model motorda performansı belirleyen işletme parametrelerinin (HFK, avans açısı ve yanma aralığı) doğru seçilerek matematiksel modele katıldığını göstermektedir.

Sonuç olarak, maksimum güç devrinde (5500 d/d) en uygun HFK'nın 1.05 olduğu, en uygun avans açısının 27° krank mili açısı (KMA) olduğu ve en uygun yanma aralığı kam mili açısının da 39° olduğu belirlenmiştir.

Bilgisayar programı yardımı ile yapılan hesaplamalarla maksimum güç devrinde elde edilen iş, birim zamandaki çevrim sayısı ile çarpılarak güç elde



Şekil 5. Krank Mili Açısına Bağlı Olarak Soğutma Suyuna Geçen Isı Değişimi

### Soğutma Suyuna Geçen Isının Değişimi

Soğutma suyuna geçen ısı, silindir içi gaz sıcaklığı 360 °K'yi geçtikten sonra başlamaktadır (Şekil 5). Soğutma suyuna ısı geçişi, 333° KMA'ından 480° KMA'na kadar devam etmektedir. Yanma periyodunda soğutma suyuna geçen ısı yükseliş göstermekte, yanma bitiminden sonra ise düşüşe geçmektedir. Otto motorlarında soğutma suyuna geçen ısı miktarı, yapılan işin yaklaşık olarak 1.3-1.7 katıdır (Saraç, 1989; Staudt 1995). Bu araştırma sonuçlarına göre bir çevrimde, soğutma suyuna geçen

edilmiştir. Hesaplanan güç değerinin, üretici firma tarafından belirtilen gerçek motor güç değerine yakın olduğu bulunmuştur.

## SONUÇLAR

Benzinli motor çevrim analizinde matematiksel modelin oluşturulmasında elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. Ele alınan benzinli motorda, maksimum güç devrinde (5500 d/d) optimum çalışma koşulları HFK'nın 1.05,

- ateşlenme avansının 27° KMA ve yanma aralığının 39° KMA'ında oluşmuştur.
2. Benzinli motor, gerçekte 5500 d/d'da, 58.9 kW güç üretmektedir. Model kullanıldığında optimum çalışma koşulları için motor gücü 59.3 kW olarak hesaplanmıştır. Buna göre, model kullanılarak saptanan uygun çalışma koşullarında gerçek güç değeri  $\pm$  %1'den küçük bir hata ile hesaplanmıştır.
  3. Maksimum sıcaklık ve basınç sırasıyla 2077 °K ve 6800 kPa olarak hesaplanmıştır.
  4. Bu çalışmada geliştirilen bilgisayar programı, optimum çalışma şartlarının belirlenmesinde, farklı HFK, avans ve yanma aralığı değerleri için oluşturulan kombinasyonların hesaplanmasında önemli derecede kolaylık sağlamıştır.

### KAYNAKÇA

1. **Anonim**, 1998. Motor Ölçüm Sonucu Raporu, Rapor No: 65716818. Türkiye Otomobil Fabrikası A.Ş. (TOFAŞ) Araştırma Geliştirme Birimi, Bursa.
2. **Anonim**, ... Kartal Modellerinin Teknik Özellikleri ve Donanımları. Türkiye Otomobil Fabrikası A.Ş. (TOFAŞ), Bursa
3. **Anonim**, 2003. Türkiye Otomobil Fabrikası A.Ş. (TOFAŞ) Araştırma Geliştirme Birimi. Bursa.
4. **Arslan, E.**, 1982. Döner Pistonlu Motorlarda Çevrimin Termokimyasal Açından Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi. Doktora Tezi, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
5. **Balcı, M.**, 1986. Dört Zamanlı Turbo Şarjlı Direk Püskürtmeli Bir Dizel Motorunun Bilgisayar İle Simülasyonu. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
6. **Balık, A., Deniz., O.**, 1989. Dizel Motorlarında Yanmanın Modellenmesi. Mühendis ve Makina Dergisi, 30 (358). Ankara.
7. **Benson, R.S., Whitehouse, N.D.**, 1979. Internal Combustion Engines. V.1, Pergamon Press Ltd, Headington Hill Hall, Oxford OX3 OBW, England.
8. **Benson, R.S., Whitehouse, N.D.**, 1979. Internal Combustion Engines. V.2, Pergamon Press Ltd, Headington Hill Hall, Oxford OX3 OBW, England.
9. **Borat, O., Balcı, M., Sürmen, A.**, 1992. Yanma (Aerotermodinamik) Bilgisi. İTÜ Makine Fakültesi, İstanbul.
10. **Borat, O., Balcı, M., Sürmen, A.**, 1994. İçten Yanmalı motorlar. Cilt 1. Teknik Eğitim Vakfı Yayınları-2, Üçüncü Baskı, İstanbul.
11. **Çetinkaya, S.**, 1987. Dört Zamanlı Buji İle Ateşlemeli Bir Motor Performansının Bilgisayar Yardımıyla Simülasyonu. Doktora Tezi, GÜ., Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
12. **Emiroğlu, M.**, 1994. Tek Silindirli İçten Yanmalı Bir Motorda Sıkıştırma ve Yanma Periyotlarının Bilgisayarla Modellenmesi. Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
13. **Moran, M. J., Shapiro, H. M.**, 1995. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. Third Edition, John Wiley & Sons, Inc., New York.
14. **Öğüçlü, O.**, 1998. Thermodynamics Model of The Cycle of Spark Ignition Engine. Msc Thesis, Graduate School of Natural And Applied Sciences of Dokuz Eylül University, İzmir.
15. **Özakaş, M.T.**, 1988. Benzin ve Doğal Gaz Çevrim Analizinin Matematiksel Model ile Karşılaştırılması. Doktora Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul.
16. **Palavan, S.**, 1975. Pistonlu Makinalar Dinamiği. İTÜ Makine Fakültesi, İstanbul.
17. **Poulos, S.G., Heywood, J.B.**, 1983. The Effect of Chamber Geometry On Spark Ignition Engine Combustion. SAE, Paper 830334.
18. **Saral, A.**, 1989. Termik Motorlar. Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları, No: 1108, Ankara.
19. **Staudt, W.**, 1995. Motorlu Taşıt Tekniği. MEB Yayınları, No:2921. Ajans-Türk Matbaacılık Sanayi A. Ş., Ankara.
20. **Taylor, C.F.**, 1978. The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice. Volume II. The Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts and London, England.
21. **Tekin, N.**, 1997. İki Kurslu Benzin Motorlarında Yanmanın Simülasyonu. 5. Yanma Sempozyumu, Bursa.
22. **Wannemacher, H., MÜLLER, W.**, 1987. Numerische Modelle zur Berechnung des Brennverlaufs in Vorkammer-Dieselmotoren. MTZ, Juni, Nr.6.
23. **Yamankaradeniz, R.**, 1995. Mühendislik Termodinamiğin Temelleri. Uludağ Üniversitesi Basım Evi, Bursa.