Uluslararası İleri Doğa Bilimleri ve Mühendislik Araştırmaları Dergisi
Sayı 9, S. 420-428, 10, 2025
© Telif hakkı IJANSER'e aittir
Araştırma Makalesi

IJANSER
https://as-proceeding.com/index.php/ijanser
ISSN:2980-0811

International Journal of Advanced Natural Sciences and Engineering Researches
Volume 9, pp. 420-428, 10, 2025
Copyright © 2025 IJANSER
Research Article

Termodinamik Model Kullanılarak Farklı Çalışma Şartlarında Motor İç Parametrelerinin Hesaplanması

İlker TEMİZER

İmalat Mühendisliği/Teknoloji Fakültesi, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Türkiye

(ilktemizer@gmail.com)

(Received: 23 October 2025, Accepted: 26 October 2025)

(7th International Conference on Engineering and Applied Natural Sciences ICEANS 2025, October 25-26, 2025)

ATIF/REFERENCE: Temizer, İ. (2025). Termodinamik Model Kullanılarak Farklı Çalışma Şartlarında Motor İç Parametrelerinin Hesaplanması, *International Journal of Advanced Natural Sciences and Engineering Researches*, 9(10), 420-428.

Özet **–** Motorlarda yanma modeli olarak, çok boyutlu modellerden daha sade yapıda ve daha kısa zamanda, fakat yanma olayının fiziksel süreci ve çeşitli faktörlerin bu sürece etkilerini çok boyutlu modellerden geri kalmayacak ölçüde deneysel şartlara yakın bir şekilde sonuç veren tek boyutlu modelin uygulanması büyük önem taşımaktadır. Bu doğrultuda yapılan bu çalışmada, termodinamik bir model kullanılarak motor 1800 d/d, 2000 d/d ve 2200 d/d çalışma şartlarında oluşan indike ve efektif değerleri hesaplanmıştır. Standart yanma odasına sahip dizel motor için tek boyutlu bir çevrimin termodinamik model hesabı yapılmıştır. Aynı zamanda deney motoru farklı hızlarda tam yük şartları altında çalıştırılarak silindir içerisinde oluşan ortalama indike basınç değerleri çevrimsel olarak elde edilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, termodinamik yaklaşımla yapılan hesaplamaların, deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Bu model farklı yanma şartları için uygulanabilir olduğu da aynı zamanda test edilmiştir. En yüksek ortalama indike basınç değeri, motorun 1800 d/d çalışma şartlarında teorik olarak 9.3 bar, deneysel olarak ise 8.73 bar tespit edilmiştir. Bu sonuçların teorik yapılan kabuller, deneysel çevrimsel farklılıklar ve kayıplar düşünüldüğünde, kabul edilebilir sınırlar içerisinde olduğu değerlendirilmektedir.

Anahtar Kelimeler – Dizel, Yanma Denklemi, Tek Boyutlu Analiz, Maksimum Sıcaklık, Yakıt.

I. GİRİŞ

Son dönemlerde içten yanmalı motorlar için geliştirilen emisyon kısıtlamaları yanma olayının araştırılması zorunluluğunu ortaya çıkarmıştır. Yanma odası içerisinde alev cephesinin yanmamış bölgeye doğru ilerlemesi ve özellikle türbülanslı alev ilerlemesi, yanma olayında kimyasal reaksiyonlar için önemli bir etkendir. Bu konu ile ilgili çalışmalar hem akademik hem de endüstriyel seviyede devam etmektedir. Uzun bir süredir devam eden çalışmalarda, türbülans üzerine kesin bir bulgu tespit edilememiştir. Silindir içi yanma olayının araştırılması ve geliştirilmesi üzerine çalışmalar devam etmektedir [1].

Bu etkenlerin iyileştirilmesinde asıl amaç; yüksek yanma performansına sahip yeni nesil motorlar geliştirerek kirletici emisyonları dolayısıyla kaynağını kontrol etmektir. Bu sebeplerden dolayı içten yanmalı motorlarda silindir içi karışım oluşumu, püskürtme dinamiği ve yanma sürecinin karmaşık

yapısının incelenmesi ve olaya müdahil tüm parametrelerin etkisinin belirlenmesi büyük önem taşımaktadır [2].

İçten yanmalı motorlar sınıfında yer alan dizel motorlarda yanma karakteristiği üzerine nümerik ve deneysel olarak birçok çalışma yapılmaktadır. Yanma analizi için sayısal çalışmalarda HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) kodları yazılabilen Fortran, C++, Pascal gibi yazılım tabanları ile yapılabileceği gibi, günümüzde geniş bir alanda kullanım alanı bulan STAR-CD, ANSYS, KIVA, FIRE, CFDRC ve VECTIS gibi ticari yazılımlarla da yapılabilmektedir [3,4].

Park çalışmasında, stokiyometrik bir dizel motorunda yakıt tüketimini düşürmek için yanma odasını ve motor çalışma koşullarını optimize etmeye çalışmıştır. KIVA kodu ve genetik algoritma kullanarak dokuz farklı analiz değerlendirilmiştir. Genetik algoritma sayesinde yanma odasına ve çalışma koşullarına ait on tasarım parametresi optimize edilmiştir. Özgül yakıt tüketimi açısından %35'lik bir iyileştirme ortaya konmuştur. Ayrıca, sonuçlar optimum çalışma koşullarının erken enjeksiyon ve dar açılı püskürtme yapabildiği görülmüştür [5].

Sushma ve Jagadeesha çalışmasında, direkt püskürtmeli tek silindirli dizel motor için hesaplamalı akışkanlar dinamiğini kullanmışlardır. Yapılan araştırmada motor performansına direk etkisi olan swirl yoğunluğunu araştırmak için helical-spiral hava emiş sistemi kullanılmıştır. Silindir içindeki hava hareketlerinin etkilerini görmek için farklı tiplere sahip piston çanak geometrileri kullanılmıştır. Pistonların silindir içi basınç, silindir içi sıcaklık ve swirl oranları karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, swirl oranı yüksek olan piston tipinde daha yüksek silindir içi basınç elde edilmiştir [6]. Wei ve arkadaşları tarafından, sprey dağılımını iyileştirmek, karışım kalitesini artırmak ve yanma odasında hava akımı hareketini arttırmak için yeni bir swirl oluşumu önerilmiştir. AVL FIRE ile yapılan modellemede 0,8 swirl oranında NOx ve is emisyonları yeni yanma odası geometrisi ile daha iyi bir motor performansı elde edilmiştir [7]. Bir diğer çalışmada, silindir içindeki havanın kullanımını geliştirmek, ısıl yükü azaltmak ve emisyonlarda ilerleme kaydetmek için yatay girdap yanma (LSCS) sistemi kullanılmıştır. Bir dizel motoru farklı hava fazlalık katsayılarında hesaplamalı akışkan dinamiği ile incelenmiş ve LSCS ve DSCS çanak geometrileri emisyon ve yakıt tüketimi bakımından karşılaştırılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, LSCS'nin yakıt tüketimi her bir hava fazlalığı oranında 4-5 g/kWh daha düşük olduğu görülmüştür [8].

Vibe parametreleri, Termodinamiğin I. Kanunu, ideal gaz ve piston hareket değişimine bağlı olarak hacim değişiminin gerçek çevrimdeki matematiksel modelini oluşturur. Bu yöntemle belirlenen indike ve efektif büyüklüklerin gerçek motor sonuçları ile uyumlu olduğu, emisyon modelinin ise Stage III aşamasında kabul edilebilir seviyede olduğu bir başka çalışmada gösterilmiştir [9].

Mevcut motor ve modernize edilen bir motorun deneysel ve teorik analizlerinin karşılaştırıldığı bir başka çalışmada verilerin oldukça birbirine yakın olduğu, aradaki farklılıklarında kabuller ve alınan sabitlerden kaynaklandığı belirtilmiştir. Özellikle Ortalama İndike Basınç (OİB) değişimlerinde %7.2'lik bir farkın, motor moment değerlerinde ise %9.1 oranlarında bir değişimin olduğu ifade edilmiştir [10]. Benzer bir çalışma ise, doğal emişli ve aşırı doldurmalı iki farklı motor yapısının hesaplanması için kullanıldığı görülmektedir. Çalışmada kullanılan tek boyutlu matematiksel modeller ile yapılan hesaplamalarda indike ve efektif parametreler kıyaslanmış olup, bu sonuçlar üzerinden piston-biyel-krank mili üzerindeki yük ve gerilme analizleri çıkartılmıştır [11].

II.MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada tek silindirli, direkt enjeksiyonlu, dizel bir motorunun farklı hızlar için tek boyutlu matematiksel model teorik olarak incelenmiştir. Çalışmada kullanılan motorin yakıtına ait element içeriği ve oranları Tablo 1'de görülmektedir. Yalnızca karbon, oksijen ve hidrojen elementlerinden oluştuğu kabul edilen 1 kg yakıt için kütlesel kesirler verilmiştir.

Tablo 1. Hesabı yapılan motorun teknik özellikleri

Motor Adı	Antor 3 LD 510
Motor tipi	Dört zamanlı, hava soğutmalı, tek silindirli ve direkt enjeksiyonlu dizel motor
Silindir hacmi	510 cm^3
Strok x Çap	90 x 85 (mm x mm)
Sıkıştırma oranı	17,5:1
Güç	6,6@3000 (kW)
Moment	32,8@1800 (Nm)

Tablo 2. Kullanılan yakıtlara ait element içeriği

Element	**Motorin içeriği (%)**
C	0,869
H	0,12
O	0,004

Motorun farklı devir sayıları için oluşan emme, sıkıştırma ve yanma süreçlerine ait sayısal verilerin elde edilmesinde ilk olarak, gerçek motor çalışma parametreleri belirlenmiştir. Bu doğrultuda motor devri 1800 d/d, 2000 d/d ve 2200 d/d şartlarında tam yükte, silindir içerisine alınan hava/yakıt oranları ölçülerek, bu devirlerde ölçülen hava fazlalık katsayıları (λ) belirlenmiştir. Aynı zamanda bu motorda sıkıştırma oranı 17.5 olduğu bilinmektedir. Termodinamik analizlerde silindir içerisinde kullanılan akışkan ideal hava, çalışmada yanma sürecinde ısı kayıpları, literatürde kabul edilen belirli bir ısı kullanım katsayısı kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

III. BULGULAR VE TARTIŞMA

Belirlenen kabuller sonrasında ilk olarak, motorin yakıtına ait ısıl değerler hesaplanmıştır. Mendeleyev yaklaşımı kullanılarak hesaplanan alt ısıl değerleri;

$$Hu = [33.91\ C + 125.6\ H - 10.89\ (O - S) - 2{,}51\ (9\ H + W)].10^3 \quad \textbf{(}\text{Denklem 1}\textbf{)}$$

(Motorin) Hu≅ 42400 kJ/kg

Aşağıda kullanılan ampirik ve diğer denklem takımları literatürde kabul edilen yaklaşımlar olarak bilinir [12]. Dizel motorlarında emme ve sıkıştırma süreçlerinde iş gazları olarak hava; yanma, genişleme ve egzoz süreçlerinde ise yanma ürün bileşimleri kullanılmaktadır**.**

lo : 1 kg yakıtın tam yanması için emme sürecinde yanma odasına alınan kütlesel teorik hava miktarı (Denklem 2);

$$lo = \frac{1}{0.23}\left(\frac{8}{3}C + 8H - O\right) \quad \textbf{(}\text{Denklem 2}\textbf{)}$$

lo = 14.21 kg hava/kg yakıt

Lo : 1 kg yakıtın tam yanması için emme sürecinde yanma odasına alınan molar teorik hava miktarı (Denklem 3);

$$Lo = \frac{1}{0{,}208}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right) kmolhava\ /kgyakıt \quad \textbf{(}\text{Denklem 3}\textbf{)}$$

Lo = 0,491 kmol hava /kg motorin

M_1 : 1 mol yakıt + hava (Molar taze dolgu),

$$M_1 = \frac{1}{m_y} + \lambda * L_0 \quad \text{(Denklem 4)}$$

2200 d/d çalışma koşulunda λ =1.14, $M_{1,1}$ = 0,564 kg mol dolgu /kg motorin
2000 d/d çalışma koşulunda λ =1.31, $M_{1,2}$= 0,648 kg mol dolgu /kg motorin
1800 d/d çalışma koşulunda λ =1.41, $M_{1,3}$= 0,697 kg mol dolgu /kg motorin

Yanma Ürünlerinin Bileşim Miktarı

M_2 = Yanma ürünlerinin bileşim miktarı belirlenirken aşağıdaki durumlar dikkate alınmalıdır. Bunlar;
$\lambda = 1$ (Tam yanma) → Ürünler : CO_2, H_2O,N_2
$\lambda > 1$ (Fakir karışımlı yanma) → Ürünler : CO_2, H_2O,N_2, O_2
$\lambda < 1$ (Zengin karışımlı yanma) → Ürünler : CO_2, H_2O,N_2, CO, H_2

- Motor 2200 d/d için λ =1,14 > 1 şartlarında çalıştığı düşünüldüğünde,

$$M_{2,1} = Mco_2 + MH_2 + MO_2 + MN_2$$

$$M_{2,1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0{,}208 * (\lambda - 1) * L_0 + 0{,}792 * L_0 * \lambda \quad \text{(Denklem 5)}$$

$M_{2,1}$= 0,5899 kmol yanma ürünü / kg yakıt

- Motor 2000 d/d için λ =1,31 > 1 şartlarında çalıştığı düşünüldüğünde,

$M_{2,2}$= 0,6765 kmol yanma ürünü / kg yakıt

- Motor 1800 d/d için λ =1,41 > 1 şartlarında çalıştığı düşünüldüğünde,

$$M_{2,3} = Mco_2 + MH_2 + MO_2 + MN_2$$

$M_{2,3}$= 0,725 kmol yanma ürünü / kg yakıt

μ_o : Kimyasal moleküler değişim katsayısı (Denklem 6),

$$\mu o = M_2/M_1 \quad \text{(Denklem 6)}$$

$\mu_{o,1}$ = 1,045
$\mu_{o,2}$ = 1,043
$\mu_{o,3}$ = 1,040

Artık gaz miktarı hesaplama için Denklem 7 kullanılmıştır;

$$\gamma_r = \frac{P_r(T_0+\Delta T)}{T_r(\varepsilon P_a - P_r)}, \quad \text{(Denklem 7)}$$

(bütün λ değerleri için) γ_r=0.029 alınırsa,

μ : İş karışımının gerçek moleküler değişim katsayısı,

$$\mu = (\mu_0+\gamma_r) / (1+\gamma_r) \quad \text{(Denklem 8)}$$

μ_1 = 1,043
μ_2 = 1,041
μ_3 = 1,038

Tüm bu hesaplamalar doğrultusunda emme sonu sıcaklığı, Denklem 9 ile hesaplanabilir. Giriş koşulu olarak atmosfer basıncı aynı $P_0 = 0{,}1\ MPa$ sıcaklık ise $T_0 = 293\ K$ alınmıştır.

T_r=1302-403,5* λ+0,037*n-7,38*ε, (Denklem 9)

Tr_1= 795 K
Tr_2= 718 K

Tr_3= 670 K

$P_r=P_0*(1+0,55*10^{-4}*n)$, (Denklem 10)

P_{r1}=0,11 MPa, P_{r2}=0,111 MPa, P_{r3}= 0,109 MPa

$$T_a = \frac{T_0+\Delta T+\gamma_r T_r}{1+\gamma_r},$$ (Denklem 11)

T_{a1}= 316 K, T_{a2}= 314 K, T_{a3}= 313,3 K

Volümetrik verim $\eta_v = 0.85$ alınarak emme sonu basıncı (Pa),

$$P_a = \frac{(T_0+\Delta T)(\varepsilon-1)P_0\eta_v+P_r T_0}{\varepsilon T_0}$$ (Denklem 12)

P_{a1} =0,088 MPa, P_{a2} =0,087 MPa, P_{a3} =0,087 MPa

Emme ve egzoz manifoldlarında herhangi bir işlem yapılmadığı için volümetrik verim sabit alınmıştır. Dolayısıyla;

Sıkıştırma sonu sıcaklığı (Tc) (Denklem 13)

$T_c = T_a * \varepsilon^{n1-1}$ (Denklem 13)

$T_c \cong 944.48\ K, t_c = T_c - 273 = 944.48 - 273 = 671$℃ olarak tespit edilmiştir.

T_{c1}=911,19 K = 638,1℃

T_{c2}=905,4 K = 632,4℃

T_{c3}=903,4 K = 630,4℃

Sıkıştırma sonu basıncı (Pc) (Denklem 14)

$P_c = P_a * \varepsilon^{n1}$ (Denklem 14)

P_{c1} =0,088*17,5 ^{1,37} = 4,44 MPa

P_{c2} =0,087*17,5 ^{1,37} = 4,39 MPa

P_{c3} =0,087*17,5 ^{1,37} = 4,39 MPa

Yakıt hava karışımının ortalama molar özgül ısısı;

$(mcv)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 2.63810^{-3}t_c$ (Denklem 15)

$\lambda = 1{,}14$ için $(mcv)_{t_0}^{t_c} = 22{,}28\frac{kj}{kmol\ deg}$

$\lambda = 1{,}31\ için\ (mcv)_{t_0}^{t_c} = 22{,}26\frac{kj}{kmol\ deg}$

$\lambda = 1{,}41$ için $(mcv)_{t_0}^{t_c} = 22{,}26\frac{kj}{kmol\ deg}$ olarak bulunur.

(Sıkıştırma adyabatik üssü için nomograf kullanılarak n=1.37 alınmıştır) [12],

Artık gazların ortalama molar özgül ısısı 638,1 ^{0}C, 632,4℃ ve 630,4℃ için sırasıyla HFK (λ) 1.14,1.31,1.41 için,

$\lambda = 1{,}14$ için $(mcv)_{t0}^{''tc}$ = 24,6 kJ / kmol°C

$\lambda = 1{,}31\ için\ (mcv)_{t0}^{''tc}$ = 24,1 kJ / kmol°C

$\lambda = 1{,}41$ için $(mcv)_{t0}^{''tc}$ = 23,9 kJ / kmol°C

İs gazı ortalama molar ozgul ısısı ise tüm yakıtlar için (Denklem 16),

$$(mcv)_{t_0}^{'t_c} = \frac{1}{1+\gamma_r}[(mcv)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r(mcv)_{t_0}^{"t_c}],$$ (Denklem 16)

$\lambda = 1{,}14$ için $(mcv)_{t_0}^{'t_c}$ =22,34$\frac{kJ}{kmoldeg}$, $\lambda = 1{,}31$ *için* $(mcv)_{t_0}^{'t_c}$ =22,31$\frac{kJ}{kmoldeg}$, $\lambda =$ 1,41 için $(mcv)_{t_0}^{'t_c}$ =22,29 $\frac{kJ}{kmoldeg}$

İş gazının ısıl değeri ise hesaplanırsa;

$$H_{wm} = \frac{H_u}{M_1(1+\gamma_r)} \quad \text{(Denklem 17)}$$

$\lambda = 1{,}14$ için H_{wm}=73058 kJ/kmol, $\lambda = 1{,}31$ *için* H_{wm}=63588 kJ/kmol, $\lambda = 1{,}41$ için H_{wm}=59117 kJ/kmol

Sıvı yakıtlar için yanma sonu ürün miktarları ayrı ayrı hesaplanırsa;

M_{CO2} =C/12, M_{H2O}=H/2, M_{O2}=0,208(λ -1)L_0, M_{N2}=0,792 λ L_0

M_{CO2}=0,0724, M_{H2O}=0,06, M_{O2}=0,014, M_{N2}=0,44

Buradan, yanma ürünlerinin sabit hacimdeki ortalama molar özgül ısısı bulunabilir (Denklem 18).

$$(mcv)_{t_0}^{"t_z} = \frac{1}{M_2}\left[M_{CO_2}\left(mcv_{CO_2}\right)_{t_0}^{"t_z} + M_{H2O}\left(mcv_{H_2O}\right)_{t_0}^{"t_z} + M_{O_2}\left(mcv_{O_2}\right)_{t_0}^{"t_z} + M_{N_2}\left(mcv_{N_2}\right)_{t_0}^{"t_z}\right]$$

(Denklem 18)

$\lambda = 1{,}14$ için ;

$(mcv)_{t_0}^{"t_z} = \frac{1}{0{,}5899}[(0{,}0724\text{x}(39{,}123 + 0{,}003349t_z) + 0.06x(26{,}67x0.004438xtz) +$
$0{,}014x(23{,}723x0{,}00155xtz) + 0{,}44x(21{,}951 + 0{,}001457xtz) = (mcv)_{t_0}^{"t_z} = 24{,}44 + 0{,}00198t_z$
olarak bulunur.

$\lambda = 1{,}31$ için ;

$(mcv)_{t_0}^{"t_z} = \frac{1}{0{,}6765}[(0{,}0724\text{x}(39{,}123 + 0{,}003349t_z) + 0.06x(26{,}67x0.004438xtz) +$
$0{,}014x(23{,}723x0{,}00155xtz) + 0{,}44x(21{,}951 + 0{,}001457xtz) = (mcv)_{t_0}^{"t_z} = 21{,}32 + 0{,}00173t_z$

$\lambda = 1{,}41$ için ;

$(mcv)_{t_0}^{"t_z} = \frac{1}{0{,}725}[(0{,}0724\text{x}(39{,}123 + 0{,}003349t_z) + 0.06x(26{,}67x0.004438xtz) +$
$0{,}014x(23{,}723x0{,}00155xtz) + 0{,}44x(21{,}951 + 0{,}001457xtz) = (mcv)_{t_0}^{"t_z} = 19{,}89 + 0{,}00161t_z$

Yanma ürünlerinin sabit basınçtaki ortalama molar özgül ısısı ise Denklem 19 ile hesaplanır.

$$(mcp)_{t_0}^{"t_z} = (mcv)_{t_0}^{"t_z} + 8{,}315 \quad \text{**(**Denklem 19)}$$

$\lambda = 1{,}14$ için için;

$(mcp)_{t_0}^{"t_z} = 24.44 + 0.00198tz + 8.315 = 32.755 + 0{,}00198tz$

$\lambda = 1{,}31$ için;

$(mcp)_{t_0}^{"t_z} = 21{,}32 + 0.00173t_z + 8.315 = 29{,}635 + 0{,}00173t_z$

$\lambda = 1{,}41$ için;

$(mcp)_{t_0}^{"t_z} = 19{,}89 + 0.00161t_z + 8.315 = 28{,}205 + 0{,}00161t_z$

Yanma sürecinin termodinamik hesabı termodinamiğin birinci kanunu olan, $\boldsymbol{dq = du + pdv}$ bağıntısına ve $\boldsymbol{pdv = RdT}$ ideal gaz denklemine bağlı olarak yapılır.

Termodinamiğin birinci kanununa göre dizel motorlarında ***Yanma Denklemi*** (20);

$$\frac{\xi_Z H_u}{(1/m_y + \lambda L_o)(1+\gamma_r)} + \left[(mc_v)_{t_o}^{t_c} + 8{,}315\alpha\right] tc = \mu (mc_p)_{t_o}^{t_z} tz$$ (Denklem 20)

Yine ısı kullanım katsayısı ise $\xi_z = 0{,}7 \div 0{,}88$ aralığında olup ısı kullanımı iyileşeceğinden ξ_z = 0,70 alınmıştır. Basınç artış oranın (a), direkt enjeksiyonlu dizel motoru için 1.8 ile 2.2 aralığında değiştiği bilinmektedir. Modellemesi yapılan motor için bu değer 1.8 olarak kabul edilmiştir. Termodinamiğin 1. Kanununa göre elde edilen yanma denklemi yazılırsa, (Denklem 21)**;**

$$\xi_z H_{wm} + \left[(mcv)_{t_0}^{'t_c} + 8{,}315\alpha\right] t_c + 2270(\alpha - \mu) = \mu (mcp)_{t_0}^{"t_z} t_z$$ (Denklem 21)

$\lambda = 1{,}14$ için ;

$$0{,}70 * 73058 + [22{,}34 + 8{,}315 * 1.8] * 638{,}1 + 2270(1.8 - 1{,}043) = 1{,}043 * [32.755 + 0{,}00188tz] t_z$$

76663=34,163tz+0,00196tz^2 , t_z = 2011 °C

$\lambda = 1{,}31$ için ;

$$0{,}70 * 63588 + [22{,}31 + 8{,}315 * 1.8] * 632{,}4 + 2270(1.8 - 1{,}041) = 1{,}041 * [29{,}635 + 0{,}00173 t_z] t_z$$

69806=30,850 tz+0,00180 tz^2, t_z = 2026 °C

$\lambda = 1{,}41$ için ;

$$0{,}70 * 59117 + [22{,}29 + 8{,}315 * 1.8] * 630{,}4 + 2270(1.8 - 1{,}038) = 1{,}038 * [28{,}205 + 0{,}00161 t_z] t_z$$

66596=29,27tz+0,00167 tz^2, t_z = 2038 °C

Yanma denkleminden yanma sonu sıcaklığını hesaplamak için aşağıdaki ikinci dereceli denklemden (22) yararlanılır:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}$$ (Denklem 22)

Yanma sonu sıcaklıklarının hesaplanması ardından, genisleme oranı, maksimum basınç ve hacim artış oranları aşağıdaki denklemler ile hesaplanabilir.

$\rho 1 = \frac{\mu * Tz}{a * Tc} = \frac{1{,}043 * 2284}{1{,}8 * 911{,}1} = 1{,}45$, $\rho 2 = \frac{\mu * Tz}{\lambda * Tc} = \frac{1{,}041 * 2299}{1{,}8 * 905{,}4} = 1{,}46$, $\rho 3 = \frac{\mu * Tz}{\lambda * Tc} = \frac{1{,}038 * 2311}{1{,}8 * 903{,}4} = 1{,}47$

Pz1=a $*$ Pc1 =1,8*4,44=7,99 MPa, Pz2=a $*$ Pc2 =1,8*4,39=7,9 MPa, Pz3=a $*$ Pc3 =1,8*4,39=7,9 MPa

$\delta 1 = \frac{\varepsilon}{\rho} = 17{,}5/1{,}45 = 12$, $\delta 2 = \frac{\varepsilon}{\rho} = 17{,}5/1{,}46 = 11{,}98$, $\delta 3 = \frac{\varepsilon}{\rho} = 17{,}5/1{,}47 = 11{,}90$

Termodinamik modelden teorik ortalama indike basınç değeri;

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1}\left[\alpha(\rho - 1) + \frac{\alpha * \rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n1-1}}\right)\right]$$ (Denklem 23)

Pi_1=1,02 MPa, Pi_2=1,029 MPa, Pi_2=1,040 MPa sonuçları elde edilmiştir.

$\Delta Pi_1 = Pr_1 - Pa_1$= 0,11-0,088=0,022 MPa, $\Delta Pi_2 = Pr_2 - Pa_2$= 0,111-0,087=0,024 MPa
$\Delta Pi_3 = Pr_3 - Pa_3$= 0,109-0,087=0,022 MPa

Pi= υ *Pi- ΔPi

υ teorik cevrimin geçiş noktalarında çevrimi yuvarlatarak gerçek çevrime yaklaştırmak için kullanılan yuvarlatma katsayısıdır.
Dizel motorlarında υ, 0,92 ile 0,97 değerleri arasındadır. Dolayısıyla;

Pi_1=0,92*1,02-0,022=0,91 MPa, Pi_2=0,92*1,029-0,024=0,92 MPa, Pi_3=0,92*1,040-0,022=0,93 MPa
İndike veriler aşağıdaki denklemler ile hesaplanabilir.
Strok hacmi (V_h) ;

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} * S = 0{,}51\ litre \qquad \text{(Denklem 24)}$$

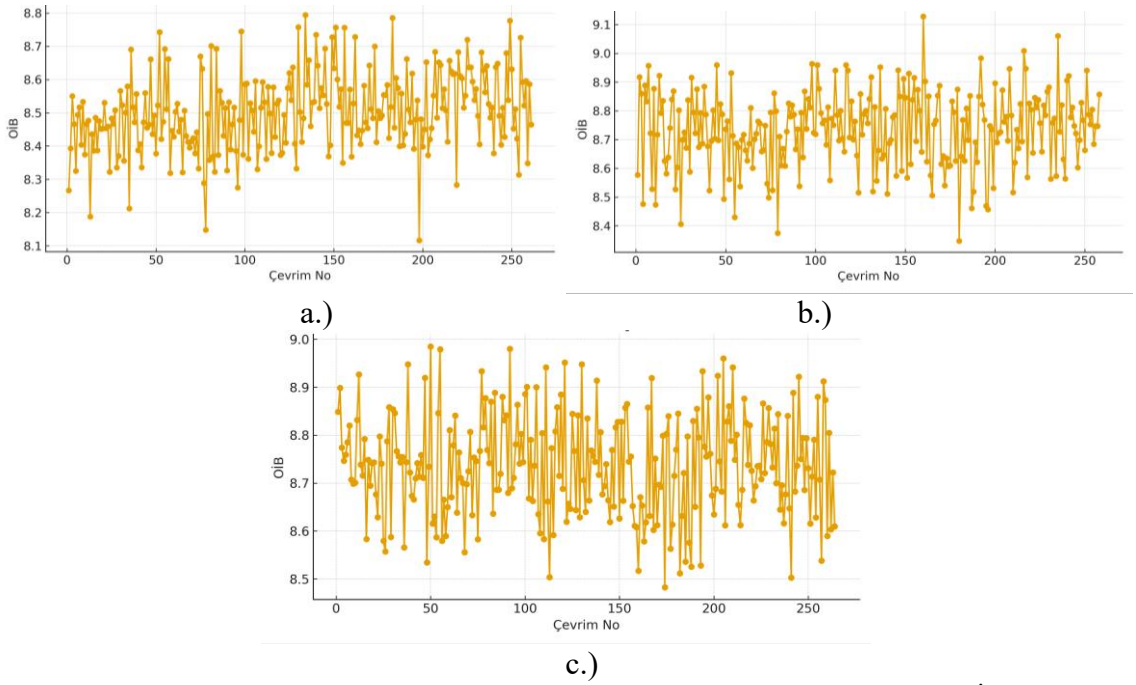
$$N_i = \frac{P_i * V_h * i * n}{30 * \tau} = \frac{0{,}91*0{,}51*1*2200}{30*4}, \frac{0{,}92*0{,}51*1*2000}{30*4}, \frac{0{,}93*0{,}51*1*1800}{30*4} \qquad \text{(Denklem 25)}$$

N_i1=8,5 kW, N_i2=7,82 kW, N_i3=7,11 kW

$$\eta_i = \frac{P_i * l_0 * \lambda}{H_u * \rho_0 * \eta v} \qquad \text{(Denklem 26)}$$

$$\eta_i = \frac{0{,}91 * 14.21 * 1{,}14}{42{,}400 * 1{,}19 * 0{,}85} = \frac{0{,}92 * 14.21 * 1{,}31}{42{,}400 * 1{,}19 * 0{,}85} = \frac{0{,}93 * 14.21 * 1{,}41}{42{,}400 * 1{,}19 * 0{,}85}$$

$\eta_{i1} = 0{,}34$, η_{i2} =0,39, η_{i3} =0,42



Şekil 1. 2200 d/d (a), 2000 d/d (b) ve 1800 d/d (c) motor hızında ölçülen indike basınç (OİB) değerleri

Tablo 3. Motorda belirlenen OİB değerleri

Motor hızı	2200 d/d	2000 d/d	1800 d/d
Deneysel değerler (bar)	8,5	8,73	8,73
Teorik değerler (bar)	9,1	9,2	9,3

IV.SONUÇLAR

Çalışmada, deneysel yanma parametreleri matematiksel modeller kullanılarak elde edilen veriler ile kıyaslanmıştır. Sonuçlar göstermektedir ki; yanmaya ait ampirik denklemler ile hesaplanan verilerin deneysel sonuçlarla örtüştüğü yönündedir. Hesaplanan indike güç değerleri 1800, 2000 ve 2200 d/d çalışma şartları için sırasıyla 7.11 kW,7.82 kW ve 8.5 kW olarak belirlenmiştir. Yine ısı kullanım katsayısı $\xi z = 0{,}70$ alınmıştır. Bu değer indike sonuçların elde edilmesinde önemli bir parametre olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu değer, deneysel sonuçlara olan yakınlığında bir noktada belirleyici unsurlarından biridir. Ortalama indike basınç değerleri açısından bakıldığında ise, deneysel veriler ile sayısal veriler arasında yaklaşık %4-%8 arasında bir sapma olduğu tespit edilmiştir. Bu sonucun teorik hesaplamada kullanılan katsayı ve kabuller sonucunda oluştuğu söylenebilir. Aynı zamanda deneysel ölçümlerde kullanılan sensörün hassasiyeti ve çevrimsel farklılıklar gibi sonuçlarında etkili olduğu söylenebilir.

KAYNAKLAR

[1] Abdul Gafoor, C.P., Gupta, R., 2015. ‘’Numerical investigation of piston bowl geometry and swirl ratio on emission from diesel engines’’, Energy Conversion and Management, 101, 541-551.

[2] Atak, S., 2018. ‘’Effects of different combustion chamber geometries on turbulent flame speed’’, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[3] Basha, S.A., Gopal, K.R., 2009. ‘’In-cylinder fluid flow, turbulence and spray models A review’’, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13, 1620-1627.

[4] Benajes, J., Molina, S., Garcia, J.M., Riesco, J.M., 2004.‘’The effect of swirl on combustion and exhaust emissions in heavy-duty diesel engines’’, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 218, 1141-1148.

[5] Park, W. S. 2010. “Optimization of combustion chamber geometry for stoichiometric diesel combustion using a micro genetic algorithm”, Fuel Processing Technology, 91 (11), 1742-1752.

[6] Sushma, H., Jagadeesha, K. B. 2013. “CFD modeling of the in cylinder flow in direct injection diesel engine”, International Journal of Scientific and Research Publications, 3 (12), 1-7.

[7] Wei, S., Wang, F., Leng, X., Liu, X., Ji, K. 2013. “Numerical analysis on the effect of swirl ratios on swirl chamber combustion system of DI diesel engines”, Energy Conversion and Management, 75, 184–190.

[8] Li, X., Zhou, H., Su, L., Chen, Y., Qiao, Z., Liu, F. 2016. “Combustion and emission characteristics of a lateral swirl combustion system for DI diesel engines under low excess air ratio conditions”, Fuel, 184 (15), 672-680.

[9] Potur, R.A.2009.“ Faz IIIB Emisyon Standardına Cevap Veren Dizel Traktör Motorunun Tasarımı İçin Gerçek Çevrimin Matematik Modellenmesi ve Optimum Yanma Kanununun Belirlenmesi”, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.

[10] Gökbel R. 2008. “Antor 3LD 510 Dizel Motorun Tek Döngülü MR-1 Tipli Yeni Yanma Odası ve Emme Portu Geometrisi Uygulayarak Modernizasyonu”, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.

[11] Çakır, E.2007. “Dizel Motorunun Gerçek Çevrimi ve Piston-Biyel Mekanizmasının Kinematik, Dinamik ve Mukavemet Hesaplarının Matematik Modellenmesi. İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.

[12] Kolchin, A. Demidov, V. 1980. Design of Automotive Engines, Mir Publishers, Moscow.