



## Kurs Oranı ve Artık Gaz Kesrinin Otto Çevrimli Bir Motorun Performansına Etkisi

Emre ARABACI<sup>1\*</sup>, Bayram KILIÇ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Dr. Öğr. Üyesi, Burdur Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, Bucak Emin Gülmez T.B.M.Y.O., Motorlu Taşıtlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümü, orcid id: 0000-0002-6219-7246

<sup>2</sup>Dr. Öğr. Üyesi, Burdur Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, Bucak Emin Gülmez T.B.M.Y.O., Motorlu Taşıtlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümü, orcid id: 0000-0002-8577-1845

Geliş Tarihi/Received: 25.07.2018

Kabul Tarihi/Accepted: 24.09.2018

Araştırma Makalesi/Research Article

### ÖZET

İçten yanmalı motorların tasarım parametrelerinin pratik bir şekilde incelenmesi için sonlu zaman termodinamiği (FTT) modeli sıklıkla kullanılmaktadır. Yapılan bu çalışmada kurs oranı ve artık gaz kesrinin, tersinmezlikler, ısı kayıpları ve sürtünmenin de hesaba katıldığı bir otto çevrimli motorun performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çevrim başlangıç sıcaklığı artık gaz kesrinin bir fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Bu çalışma sonucunda kurs oranının artmasıyla, ve artık gaz kesrinin artmasıyla birlikte motor performansında belirgin bir seviyede düşüş yaşandığı görülmüştür.

**Anahtar kelimeler:** Sonlu Zaman Termodinamiği, Kurs Oranı, Artık Gaz Kesri, Otto Çevrimi.

## Effect of Stroke Ratio and Residual Gas Fraction on Performance of An Otto Cycle Engines

### ABSTRACT

The finite time thermodynamics (FTT) model is often used to study the design parameters of internal combustion engines in a practical way. In this study, the effects of stroke ratio and residual gas fraction on the performance of an Otto cycle engine, in which irreversibilities, heat losses and friction are accounted for, are investigated. The initial cycle temperature is now defined as a function of the residual gas fraction. As a result of this study, it was

observed that with the increase of the stroke ratio, and with the increase of the residual gas fraction, there was a significant decrease in engine performance.

**Keywords:** Finite Time Thermodynamics, Stroke Ratio, Residual Gas fraction, Otto Cycle.

## 1. GİRİŞ

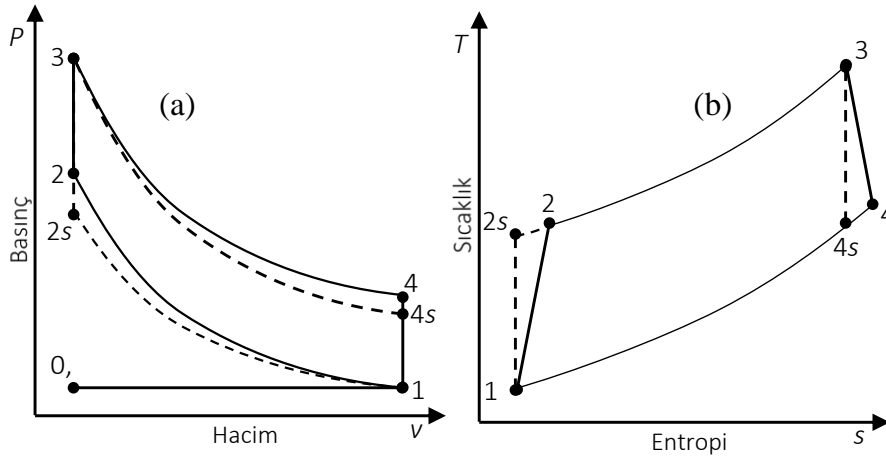
İçten yanmalı motorlar modern yaşamın vazgeçilmez makineleri olarak tanımlanmaktadır (Gonca vd., 2015: 9). İçten yanmalı motorların tasarımlarında çevresel sınırlamalar ve ekonomik gereksinimler göz önünde bulundurulmaktadır (Gonca vd., 2013: 285). Otto motorlarının performanslarını etkileyen birçok tasarım parametresi bulunmaktadır. Bu nedenle herhangi bir parametrenin motor performansına etkisinin incelenmesi için çeşitli teorik kabuller kullanılarak modellemeler ve analizlerin yapılması tasarımın sınırlarını ve yönünü belirlemede zamansal ve ekonomik olarak büyük önem taşımaktadır (Wu vd., 2018: 46).

Otto çevrimli motorlar, günümüzde kullanılan, benzin, LPG vb. yakıtla çalışan buji ile ateşlemeli motorları ifade etmektedir. Bu motorlar sabit hacimde ısı girişi olan termodinamik bir çevrim olan Otto çevrimi ile ifade edilmektedir (Ebrahimi, 2014: 2091). Bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle birlikte motor çevrimlerinin modellenmesinde de büyük yol katedilmiştir (Caton, 2012: 84). Bu tür modeller genellikle motorun supap zamanlaması, emme manifoldu, buji konumu gibi herhangi bir işlevin veya üretim detayının tasarlanmış bir motor modeli üzerindeki etkisinin incelenmesi için tercih edilmektedir. Ancak herhangi bir motor tasarımı yapmadan önce sıkıştırma oranı , hacimsel verim (Ebrahimi vd., 2013: 951), artık gaz kesri, kurs uzunluğu (Ebrahimi, 2012: 4073), motor hızı (Gonca vd., 2016: 3764), duvar sıcaklığı (Ebrahimi, 2011:1289), ortalama piston hızı (Ebrahimi, 2011: 1289), tersinmezlikler (Gonca vd., 2015: 9), özgül ısı değişimi (Ebrahimi, 2011: 2169) gibi parametrelerin motor performansı üzerindeki etkilerinin incelenmesine olanak sağlayan pratik bir yaklaşım olan sonlu zaman termodinamiği modeli sıklıkla kullanılmaktadır. Klasik termodinamik model yaklaşımından farklı olarak sonlu zaman termodinamiği modelinde tersinmezlikler, ısı kayıpları, yakıt enerjisi, kütle akışı, ortalama piston hızı gibi parametreler de hesabın içerisine dahil edilmektedir. Böylelikle hem gerçeğe daha yakın bir çevrim modeli elde edilmekte, hem de incelenmesi istenen parametrelerin motor performansına etkisinin belirlenmesi için anlaşılır sonuçlar elde edilebilmektedir.

Otto çevrimli motorların sonlu zaman termodinamiği kullanılarak modellenmesi ve çeşitli parametrelerin etkilerinin incelenmesiyle ilgili birçok çalışma bulunmasına rağmen Otto çevrimli motorlar için kurs oranı ve artık gaz kesrinin etkisinin aynı anda incelendiği bir çalışmaya rastlanmamıştır. Yapılan bu çalışma ile birlikte kurs oranı ve artık gaz kesrinin otto çevrimli motorun performansına etkisi detaylı bir sayısal örnekle incelenmiştir. Otto çevriminin sonlu zaman termodinamiği modeli aşağıda sunulmuştur.

## 2. OTTO ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Tersinmez Otto çevrimli motor için basınç hacim ( $Pv$ ) ve sıcaklık entropi ( $Ts$ ) diyagramları Şekil 1’de gösterilmektedir. Burada s indisi sıkıştırma ve genişleme için tersinir süreçleri ifade etmektedir.



Şekil 1. Tersinmez Otto çevrimi için (a) basınç-hacim ve (b) sıcaklık-entropi diyagramları

Kurs oranı ( $\lambda$ ), bir motorun kurs uzunluğu ( $L$ ) ile silindir çapının ( $D$ ) oranı olarak ifade edilmektedir.

$$\lambda = \frac{L}{D} \quad (1)$$

Silindir içerisindeki çalışma akışkanı ( $m_t$ ), artık gaz ( $m_r$ ), yakıt ( $m_f$ ) ve havadan ( $m_a$ ) oluşmaktadır. Artık gazın ise  $CO_2$ ,  $H_2O$  ve  $N_2$  karışımından meydana geldiği kabul edilmiştir (Ebrahimi, 2013: 29).

$$m_t = m_f + m_a + m_r \quad (2)$$

Artık gaz kesri ( $x_r$ ) ise artık gaz miktarının ( $m_r$ ) toplam çalışma akışkanı miktarına ( $m_t$ ) oranı olarak ifade edilmektedir (Ebrahimi, 2013: 29).

$$x_r = \frac{m_r}{m_t} \quad (3)$$

Otto motorunda sıkıştırma ile genişleme süreçlerindeki hacim değişimi aynıdır. Sıkıştırma oranı ( $\varepsilon$ ) ise aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_4}{v_3} \quad (4)$$

Çalışma akışkanı için sabit hacimde özgül ısı ve gaz sabiti aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir (Ebrahimi, 2013: 29).

$$c_{vt} = \frac{(1-x_r)(x_{AFS}c_{va} + \phi c_{vf}) + x_r(\phi + x_{AFS})c_{vr}}{(\phi + x_{AFS})} \quad (5)$$

$$R_t = \frac{(1-x_r)(x_{AFS}R_a + \phi R_f) + x_r(\phi + x_{AFS})R_r}{(\phi + x_{AFS})} \quad (6)$$

Burada  $\phi$  ve  $x_{AFS}$  sırasıyla eşdeğerlik oranını ifade etmektedir. Tersinir adyabatik olarak gerçekleşen süreçlerde entropi değişimi sıfır olduğundan dolayı tersinir adyabatik olarak gerçekleşen  $1 \rightarrow 2s$  ve  $3 \rightarrow 4s$  süreçleri için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir (Ge vd., 2018: 403).

$$c_{vt} \ln\left(\frac{T_{2s}}{T_1}\right) = R_t \ln(\varepsilon) \quad (7)$$

$$c_{vt} \ln\left(\frac{T_{4s}}{T_3}\right) = -R_t \ln(\varepsilon) \quad (8)$$

Bu eşitliklerden elde edilen  $T_{2s}$  ve  $T_{4s}$  sıcaklıkları tersinir adyabatik süreç için geçerlidir. Tersinmezliklerin hesaba katılması için sıkıştırma ve genişleme süreçlerinin belirli bir verimde gerçekleştiği kabul edilmektedir. Buna göre  $T_{2s}$  ve  $T_{4s}$  sıcaklıklarının belirlenmesi için sıkıştırma ( $\eta_c$ ) ve genişleme ( $\eta_e$ ) verimleri aşağıdaki gibi ifade edilmektedir (Ge vd., 2008: 618).

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (9)$$

$$\eta_e = \frac{T_4 - T_3}{T_{4s} - T_3} \quad (10)$$

Çevrimdeki toplam çalışma akışkanı akışı ( $\dot{m}_t$ ) motor hızının ( $N$ ) bir parametresi olarak aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\dot{m}_t = \frac{m_t N}{120} \quad (11)$$

2→3 ısı girişi ( $\dot{Q}_{in}$ ) ve 4→1 ısı çıkışı ( $\dot{Q}_{ht}$ ) aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_t c_{vt} (T_3 - T_2) = \frac{m_t N}{120} \left[ \frac{(1-x_r)}{(\phi+x_{AFS})} (x_{AFS} c_{va} + \phi c_{vf}) + x_r c_{vr} \right] (T_3 - T_2) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_t c_{vt} (T_4 - T_1) = \frac{m_t N}{120} \left[ \frac{(1-x_r)}{(\phi+x_{AFS})} (x_{AFS} c_{va} + \phi c_{vf}) + x_r c_{vr} \right] (T_4 - T_1) \quad (13)$$

$\dot{Q}_{in}$  yakıt enerji akışı ( $\dot{Q}_f$ ) ve kayıp ısı akışının ( $\dot{Q}_{ht}$ ) parametresi olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_f - \dot{Q}_{ht} \quad (14)$$

$\dot{Q}_f$  ve  $\dot{Q}_{ht}$  ise aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir (Ebrahimi 2011.1289).

$$\dot{Q}_f = \left( -1.4474 + \frac{4.1858}{\phi} - \frac{1.8671}{\phi^2} \right) \frac{m_t N \phi (1-x_r)}{120(\phi+x_{AFS})} H_u \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{ht} = \frac{m_t N \beta}{120} (T_2 + T_3 - 2T_w) \quad (16)$$

Burada  $H_u$ ,  $\beta$  ve  $T_w$  sırasıyla yakıtın alt ısı değeri, kayıp ısı katsayısı ve silindir duvar sıcaklığıdır.  $T_1$  sıcaklığı çevrim başlangıç sıcaklığıdır ve bu tür modellerde genel olarak ortam sıcaklığına eşit olduğu kabul edilmektedir. Bu çalışmada bir önceki çevrimden kalan artık egzoz gazları da hesaba katıldığından dolayı  $T_1$  sıcaklığının  $x_r$  ve  $T_4$ 'ün bir fonksiyonu olduğu kabul edilmekte ve aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$T_1 = T_0 + \frac{x_r R_r (T_4 - T_0)}{R} \quad (17)$$

Sabit bir motor hızında farklı kurs oranlarındaki ortalama piston hızı ( $\bar{c}_m$ ) farklı olabilmektedir. Bu durum  $D$ ,  $\varepsilon$ ,  $\lambda$ , ve  $v_1$ 'in fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$\bar{c}_m = \frac{LN}{30} = \frac{D\lambda N}{30} = \frac{1}{30} \left[ \frac{4N^3 \lambda^2 v_1 (\varepsilon - 1)}{\pi \varepsilon} \right]^{1/3} \quad (18)$$

Motordan elde edilen net güç aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$P = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} - |P_\mu| \quad (19)$$

Burada  $P_\mu$  sürtünme ile kaybedilen güçtür ortalama piston hızı ( $\bar{c}_m$ ) ve sürtünme katsayısının ( $\mu$ ) bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$P_\mu = -\mu(\bar{c}_m)^2 = \frac{-\mu}{900} (D\lambda N)^2 = \frac{-\mu N^2}{900} \left[ \frac{4\lambda^2 v_t (\varepsilon - 1)}{\pi \varepsilon} \right]^{2/3} \quad (20)$$

Isıl verim ise farklı şekillerde ifade edilebilmektedir. Bu çalışma için ısıl verim aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$\eta_{th} = \frac{P}{Q_f} \quad (21)$$

Sonuç olarak yukarıdaki eşitliklere göre  $x_r$ ,  $\lambda$ ,  $D$ ,  $m_t$ ,  $\varepsilon$ ,  $N$ ,  $T_0$ ,  $T_w$ ,  $R$ ,  $\phi$ ,  $x_{AFS}$ ,  $\beta$ ,  $\eta_c$ ,  $\eta_e$ ,  $\mu$  ve özgül ısılar bilindiğinde motorla ilgili performans parametreleri hesaplanabilmektedir. Böylelikle  $\lambda$  ve  $x_r$  parametreleri belirli bir aralıkta değiştirilerek, bu parametrelerin motor performansını nasıl etkilediği incelenebilmektedir.

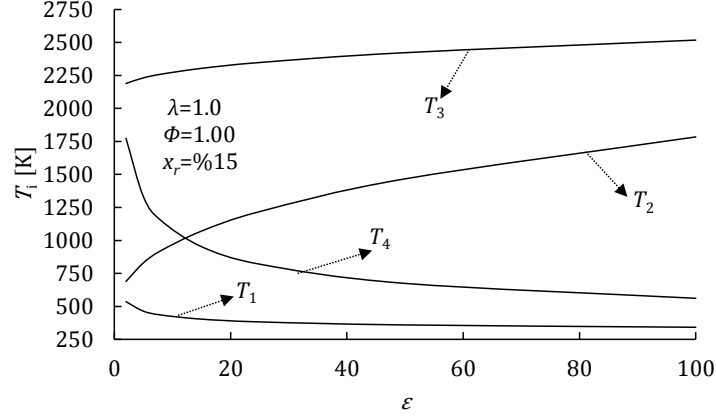
### 3. MOTOR PERFORMANSININ KURS ORANI VE ARTIK GAZ KESRİNE GÖRE DEĞİŞİMİ

Kurs oranı ve artık gaz kesrinin motor performansına etkisinin sayısal olarak görülebilmesi için  $500 \text{ cm}^3$  toplam hacme ( $v_t$ ) sahip bir motorun  $4000 \text{ min}^{-1}$  hızda ( $N$ ) çalıştığı varsayılmıştır. Yukarıdaki eşitliklerin kullanılabilmesi için gerekli olan sabit ve değişkenler tablo 1’de gösterildiği gibidir:

**Tablo 1.** Hesaplamalarda kullanılan sabit ve değişkenler

$\phi$	1.00	$\beta$	0.5 kJ/kgK
$\eta_c = \eta_e$	0.97	$\mu$	12.9 Ns/m
$x_{AFS}$	15.05	$H_u$	44790 kJ/kg
$T_0$	300 K	$c_{va}$	0.718 kJ/kgK
$T_w$	400 K	$c_{vf}$	1.638 kJ/kgK
$P_1$	100 kPa	$c_{vr}$	0.866 kJ/kgK
$R_a$	0.287 kJ/kgK	$\lambda$	0.5→1.5
$R_f$	0.073 kJ/kgK	$x_r$	0.05→0.25
$R_r$	0.307 kJ/kgK	$\varepsilon$	2→100

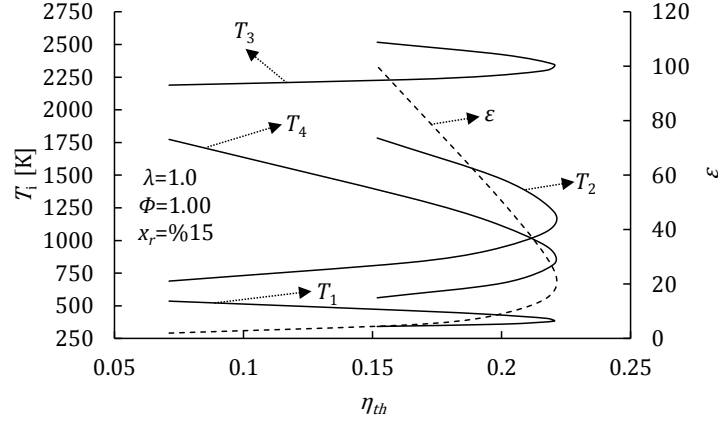
$T_1$  sıcaklığının  $x_r$  ve  $T_4$ 'ün fonksiyonu olarak kabul edilmiş ve belirli şartlar altında sıkıştırma oranına bağlı olarak kritik noktalardaki sıcaklıkların değişimi Şekil 2'deki gibi olmaktadır.



**Şekil 2.** Kritik noktalardaki sıcaklıkların sıkıştırma oranına bağlı olarak değişimi

$T_1$  ve  $T_4$  sıcaklıkları sıkıştırma oranının artmasıyla birlikte azalırken  $T_2$  ve  $T_3$  sıcaklıkları ise tam tersi olarak sıkıştırma oranının artmasıyla birlikte artmaktadır.  $T_2$  ve  $T_4$  sıcaklıklarının değişimi direkt olarak sıkıştırma oranı ile ilgilidir.  $T_1$  ve  $T_3$  sıcaklıkları ise  $T_2$  ve  $T_4$  sıcaklıklarının değişiminden etkilenerek sıkıştırma oranına bağlı olarak değişmektedir.

Genel bir kural olarak sıkıştırma oranı arttıkça ısı verim artmaktadır. Ancak bu durum sürtünme, ısı transferi ve tersinmezlik gibi hiçbir kaybın olmadığı durumlarda geçerlidir. Şekil 2'ye bakıldığında çevrim maksimum sıcaklığı olan  $T_3$ 'ün sıkıştırma oranına bağlı olarak sürekli arttığı gözlenmektedir. Buna göre  $T_3$  sıcaklığının yüksek olması ısı veriminin yüksek olması bakımından istenen bir durum olarak görülebilmektedir. Buna göre yalnızca Şekil 2'deki grafiğe bakılarak  $T_3$  ile  $\eta_{th}$  arasında doğrusal bir ilişki olduğu düşünülebilir. Ancak böyle bir yorum yapılabilmesi için tek başına Şekil 2'deki grafik yeterli olmamaktadır. Bunun için Şekil 3'teki gibi kritik noktalardaki sıcaklıkların ısı verime bağlı olarak değişimi incelenmelidir.

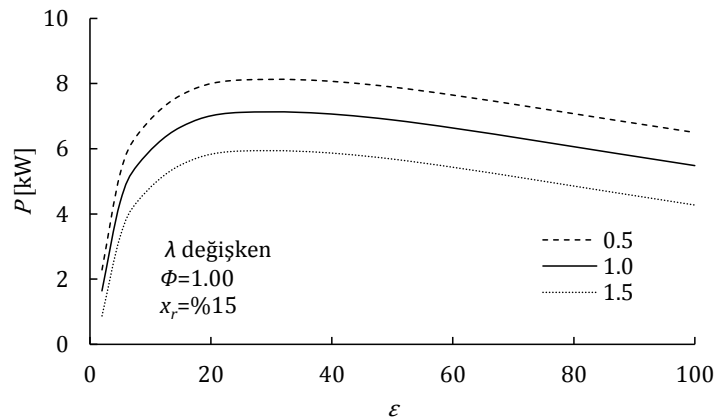


Şekil 3. Kritik noktalardaki sıcaklıkların ısıl verime bağlı olarak değişimi

Şekil 3'te görüldüğü gibi maksimum verimin elde edildiği durumda hiçbir sıcaklık maksimum veya minimum değerinde değildir. Aynı şartlarda belirli bir sıkıştırma oranında ısıl verim maksimum olmaktadır ve bu durumda  $T_3$  sıcaklığı maksimum değildir. Bu noktadan sonra, sıkıştırma oranının artmasıyla birlikte  $T_3$  sıcaklığı artmasına rağmen ısıl verim azalmaktadır. Görüldüğü gibi  $T_3$  sıcaklığının çok yüksek olması motor performansının yüksek olması anlamı taşımamaktadır. Bununla birlikte  $T_3$  sıcaklığının yüksek olması malzeme kalitesinin de yükselmesi zorunluluğunu ortaya çıkaracağından dolayı istenmeyen bir durumdur.

### 3.1. Kurs Oranının Motor Performansına Etkisi

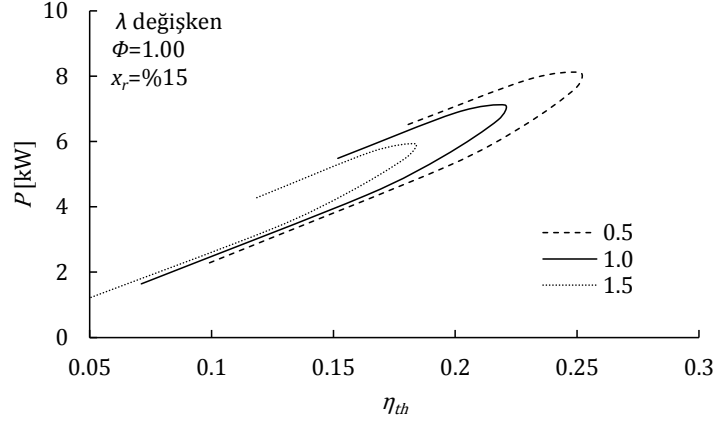
Kurs oranının motor performansına etkisinin incelenmesi için  $\phi = 1.00$  ve  $x_r = \%15$  için Şekil 4'te ve Şekil 5'te sırasıyla gösterilen güç-sıkıştırma oranı ( $P\epsilon$ ) ve güç-ısıl verim ( $P\eta_{th}$ ) grafikleri çizilmiştir.



Şekil 4. Sıkıştırma oranına bağlı olarak gücün kurs oranına göre değişimi



Şekil 4 incelendiğinde belirli bir sıkıştırma oranına kadar çıkış gücün arttığı ve daha sonra tekrar azalmaya başladığı görülmektedir. Bununla birlikte kurs oranının azalması da çıkış gücünü artırmaktadır.

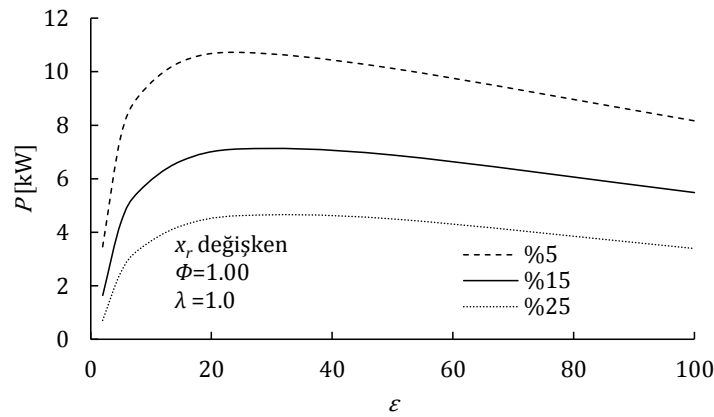


Şekil 5. Isıl verime bağlı olarak gücün kurs oranına göre değişimi

Şekil 5 incelendiğinde ısıl verimin maksimum olduğu şartlarda çıkış gücünün de maksimuma yakın (maksimum değil) olduğu görülmektedir. Kurs oranının azalması maksimum gücü artırdığı gibi maksimum ısıl verimi de artırmaktadır.

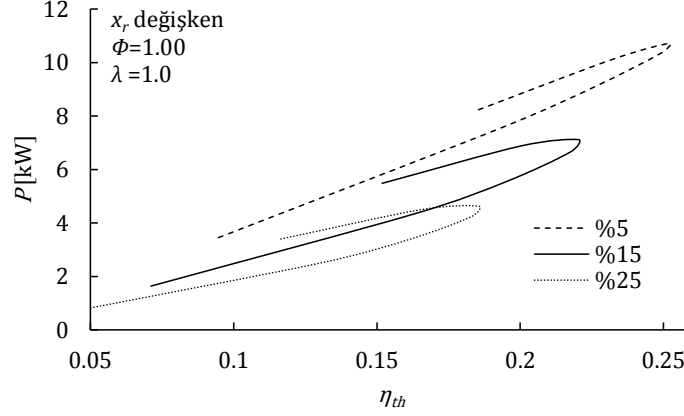
### 3.2. Artık Gaz Kesrinin Motor Performansına Etkisi

Artık gaz kesrinin motor performansına etkisinin incelenebilmesi için  $\phi = 1.00$  ve  $\lambda = 1.0$  için Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8'de sırasıyla gösterilen güç-sıkıştırma oranı ( $P\varepsilon$ ), güç-ısıl verim ( $P\eta_{th}$ ) maksimum çevrim sıcaklığı-ısıl verim ( $T_3\eta_{th}$ ) grafikleri çizilmiştir.



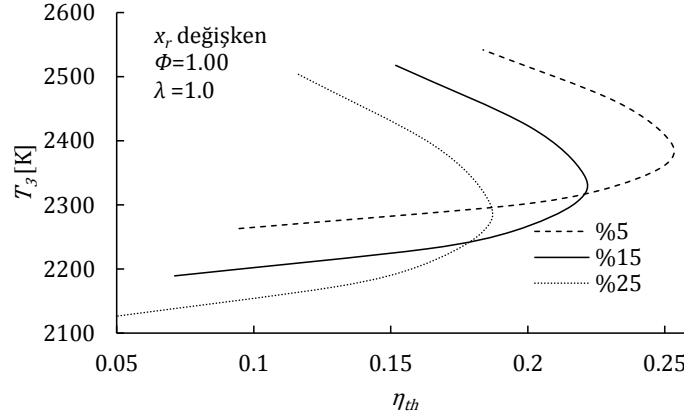
Şekil 6. Sıkıştırma oranına bağlı olarak gücün artık gaz kesrine göre değişimi

Şekil 6 incelendiğinde artık gaz kesrini artmasıyla birlikte çıkış gücünde azalma meydana gelmektedir. Bunun nedeni artık gaz miktar arttıkça silindir içerisine giren yakıt-hava karışımı miktarı azalmaktadır.



Şekil 7. Isıl verime bağlı olarak gücün artık gaz kesrine göre değişimi

Şekil 7 incelendiğinde ise artık gaz kesrinin azalmasıyla birlikte elde edilebilecek maksimum ısıl verim de artmaktadır.



Şekil 8. Isıl verime bağlı olarak maksimum çevrim sıcaklığının artık gaz kesrine göre değişimi

Şekil 8 incelendiğinde artık gaz kesrinin çevrim maksimum sıcaklığına ( $T_3$ ) etkisi görülmektedir. Görüldüğü gibi yüksek verimlerde  $T_3$  sıcaklığı optimum seviyelerdedir ve  $T_3$  sıcaklığı daha da artmasına rağmen ısıl verim azalmaktadır.

#### 4. SONUÇLAR

Yapılan çalışmada tersinmezlikler, ısı kayıpları ve sürtünmenin de dikkate alınarak sonlu zaman termodinamiği modeli yardımıyla otto çevriminde kurs oranı ve artık gaz

kesrinin motor performansı üzerindeki etkisi detaylı bir sayısal örnek üzerinde incelenmiştir. Çevrim başlangıç sıcaklığı genellikle sabit olarak ortam sıcaklığı olarak kabul edilmesine rağmen yapılan bu çalışmada çevrim başlangıç sıcaklığının artık gaz kesrinin bir fonksiyonu olarak kabul edilmiştir. Böylelikle artık gaz kesri, çevrimin hem başında hem de sonunda motor performansını etkileyen bir parametre olarak etkili bir şekilde kullanılmıştır.

Kurs oranı azaldıkça güç yoğunluğunun arttığı bilinmektedir ve istenen bir durumdur. Ancak kurs oranı azaldıkça motor yayvan bir hal almaktadır. Tam tersi durumda ise kurs oranı arttıkça motor daha uzun olmaktadır. Günümüzde kullanılan otomobillerde güç yoğunluğu nedeniyle kurs oranı mümkün olduğunca düşük tutulmaktadır. Güç yoğunluğunun en fazla istendiği yarış otomobillerinde ise kurs oranı 0.5 ve hatta daha azdır. Kurs oranının kararı verilirken motor boyutları da göz önünde bulundurulmaktadır. Bu nedenle her ne kadar kurs oranı azaldıkça motor performansının arttığı görülse de motor boyutları bakımından değerlendirildiğinde motor performansından bir miktar feragat etmek kaçınılmaz olmaktadır.

Artık gaz kesri günümüzde EGR olarak adlandırılan egzoz gazı resirkülasyonu sistemi ile ilgili bir parametredir. EGR atık gazların etkisiyle maksimum silindir içi sıcaklığının kontrol altında tutulduğu bir sistemdir. Bu çalışmada da artık gaz kesri arttıkça motor performansında önemli derecede bir kayıp yaşandığı görülmektedir. Ancak artık gaz kesrinin azalması performansın yanında maksimum sıcaklığı da artıracığı bilinmektedir. Bununla birlikte artık gaz miktarı azaltılarak aynı maksimum sıcaklıkta daha yüksek verimde çalışan bir motor tasarımı yapmak da mümkündür.

## REFERENCES / KAYNAKLAR

- Caton, J. A. (2012). The Thermodynamic Characteristics of High Efficiency, Internal-Combustion Engines. *Energy Conversion and Management*, 58, 84-93, DOI: 10.1016/j.enconman.2012.01.005.
- Ebrahimi, R. (2011). Effects of Mean Piston Speed, Equivalence Ratio and Cylinder Wall Temperature on Performance of An Atkinson Engine. *Mathematical and Computer Modelling*, 53 (5-6), 1289-1297, DOI: 10.1016/j.mcm.2010.12.015.
- Ebrahimi, R. (2011). Thermodynamic Modeling of Performance of A Miller Cycle with Engine Speed and Variable Specific Heat Ratio of Working Fluid. *Computers & Mathematics with Applications*, 62 (5), 2169-2176, DOI: 10.1016/j.camwa.2011.07.002.
- Ebrahimi, R. (2012). Performance Analysis of An Irreversible Miller Cycle with Considerations of Relative Air-fuel Ratio and Stroke Length. *Applied Mathematical Modelling*, 36 (9), 4073-4079, DOI: 10.1016/j.apm.2011.11.031.

- Ebrahimi, R. (2013). Thermodynamic Modeling of An Atkinson Cycle with Respect to Relative Air-Fuel Ratio, Fuel Mass Flow Rate and Residual Gases. *Acta Physica Polonica, A.*, 124 (1), DOI: 10.12693/APhysPolA.124.29.
- Ebrahimi, R. (2014). Thermodynamic Simulation of Performance of An Irreversible Otto Cycle with Engine Speed and Variable Specific Heat Ratio of Working Fluid. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 39 (3), 2091-2096, DOI: 10.1007/s13369-013-0769-9.
- Ebrahimi, R., & Sherafati, M. (2013). Thermodynamic Simulation of Performance of A Dual Cycle with Stroke Length and Volumetric Efficiency. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 111 (1), 951-957, DOI: 10.1007/s10973-012-2424-1.
- Ge, Y., Chen, L., & Qin, X. (2018). Effect of Specific Heat Variations on Irreversible Otto Cycle Performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 122, 403-409, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.01.132.
- Ge, Y., Chen, L., & Sun, F. (2008). Finite-Time Thermodynamic Modelling and Analysis of An Irreversible Otto-Cycle. *Applied Energy*, 85 (7), 618-624, DOI: 10.1016/j.apenergy.2007.09.008.
- Ge, Y., Chen, L., & Sun, F. (2009). Finite-Time Thermodynamic Modeling and Analysis for An Irreversible Dual Cycle. *Mathematical and Computer Modelling*, 50 (1-2), 101-108, DOI: 10.1016/j.mcm.2009.04.009.
- Gonca, G., & Sahin, B. (2016). The influences of The Engine Design and Operating Parameters on The Performance of A Turbocharged and Steam Injected Diesel Engine Running with The Miller Cycle. *Applied Mathematical Modelling*, 40 (5-6), 3764-3782, DOI: 10.1016/j.apm.2015.10.044.
- Gonca, G., Sahin, B., & Ust, Y. (2013). Performance Maps for An Air-Standard Irreversible Dual-Miller Cycle (DMC) with Late Inlet Valve Closing (LIVC) Version. *Energy*, 54, 285-290, DOI: 10.1016/j.energy.2013.02.004.
- Gonca, G., Sahin, B., Ust, Y., & Parlak, A. (2015). Comprehensive Performance Analyses and Optimization of The Irreversible Thermodynamic Cycle Engines (TCE) under Maximum Power (MP) and Maximum Power Density (MPD) Conditions. *Applied Thermal Engineering*, 85, 9-20, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.07.203.
- Wu, Z., Chen, L., Ge, Y., & Sun, F. (2018). Thermodynamic Optimization for An Air-Standard Irreversible Dual-Miller Cycle with Linearly Variable Specific Heat Ratio of Working Fluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124, 46-57, DOI: doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.03.049.