

Doğalgaz Yakıtlı Buji Ateşlemeli Motorlarda Strok/Çap Oranı Etkilerinin Ekserji Analiziyle İncelenmesi

İsmet Sezer*¹

¹ Mechanical Engineering Department/Faculty of Engineering and Natural Sciences, Gümüşhane University, Turkey

*(isezer@gumushane.edu.tr) Email of the corresponding author

(Geliş Tarihi: 15 Ekim 2023, Kabul Tarihi: 21 Ekim 2023)

(2nd International Conference on Recent Academic Studies ICRAS 2023, October 19-20, 2023)

ATIF/REFERENCE: Sezer, İ. (2023). Doğalgaz Yakıtlı Buji Ateşlemeli Motorlarda Strok/Çap Oranı Etkilerinin Ekserji Analiziyle İncelenmesi. *International Journal of Advanced Natural Sciences and Engineering Researches*, 7(10), 1-11.

Özet - Sunulan çalışmada doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda strok/çap (s/ç) oranının etkileri kullanılabilirlik (ekserji) analiziyle nümerik olarak incelenmiştir. Bu amaçla iki bölgeyi yanma modeline sahip bir sanki boyutlu buji ateşlemeli motor çevrimi modeli kullanılmıştır. Çevrim modelinde yanma işlemi türbülanslı alev yayılması yaklaşımıyla, emme ve egzoz işlemleri ise basit ampirik bağıntılar kullanılarak modellenmiştir. Ekserji analizini gerçekleştirmek için çevrim modeline Termodinamiğin İkinci Kanunu ile ilgili yaklaşımlar uygulanmıştır. Ekserji analizinde ısı, iş ve egzozla transfer edilen ekserjiler, tersinmezlikler, yakıt kimyasal ekserjisi, termomekanik ekserji ve toplam ekserji gibi ekserjistik terimler seçilen strok/çap oranları için hesaplanmıştır. Ayrıca, 1. ve 2. Kanun verimleri ile indike özgül yakıt tüketimi de hesaplanmıştır. Böylece, doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda strok/çap oranının ekserjistik terimler, 1. ve 2. Kanun verimleri ve indike özgül yakıt tüketimi üzerindeki etkileri belirlenmiştir. Çalışma sonuçları, doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda strok/çap oranının artırılmasının ısı kayıpları ve tersinmezlik değerlerini azalttığını, faydalı çevrim işi ile 1. ve 2. kanun verimlerini artırdığını ve indike özgül yakıt tüketimini düşürdüğünü göstermiştir. İncelenen doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda strok/çap oranının 0,7 değerinden 1,3 değerine çıkarılması ısı kayıplarının %6,69, tersinmezliklerin %1,58 oranlarında azalmasını, işle transfer edilen ekserjinin ise %3,43 artmasını sağlamıştır. Diğer taraftan, strok/çap oranının 0,7 değerinden 1,3 değerine çıkarılması ile 1. ve 2. Kanun verimleri sırasıyla %3,11 ve %3,38 oranlarında artmış ve indike özgül yakıt tüketimi %3,25 oranında azalmıştır.

Anahtar Kelimeler: Buji Ateşlemeli Motor, Doğalgaz, Strok/Çap Oranı, Ekserji Analizi, Tersinmezlikler, Verim

I. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlarda sıkıştırma oranı, yanma odası geometrisi, supap tasarımı, kam profili, buji konumu, strok/çap (s/ç) oranı gibi tasarım parametreleri yanma olayını, motor performansını, yakıt tüketimini ve egzoz emisyonlarını önemli ölçüde etkilemektedir. Bu nedenle, bu tasarım parametrelerinin yanma, motor performansı, yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları gibi motor karakteristiklerine etkilerini incelemek için oldukça fazla sayıda çalışma yapılmıştır [1–5]. Bu

çalışmaların çoğunda söz konusu motor karakteristiklerini belirlemek için genellikle boyutsuz veya sanki boyutlu termodinamik esaslı çevrim modelleri kullanılarak motorların geliştirilmesine katkı sağlanılmaya çalışılmıştır. Motor karakteristiklerini belirlemeye yönelik geliştirilen boyutsuz veya sanki boyutlu termodinamik çevrim modellerinde genellikle termodinamiğin birinci kanununa (TD1K) dayalı yaklaşımlar uygulanmıştır. Ancak, son yıllarda açıkça anlaşılmıştır ki TD1K tek başına içten

yanmalı motorların çalışmasını modellemede ve karakteristiklerini belirlemede yetersiz kalmakta ve yanıltıcı sonuçlar verebilmektedir [6, 7]. Bu nedenle, özellikle son yıllarda içten yanmalı motorlara yönelik yapılan çalışmalarda TD1K ile birlikte termodinamiğin ikinci kanununun (TD2K) da yaygın şekilde kullanılmaya başladığı görülmektedir. Bir termodinamik sürecin veya sistemin TD2K'na dayalı yaklaşımlar kullanılarak incelenmesine kullanılabilirlik veya ekserji analizi adı verilmektedir. Ekserji analizi bir sistem veya süreçteki tersinmezliklerin ve kayıpların belirlenebilmesine olanak sağladığı için oldukça yararlı olabilmektedir. Bu sayede sistemin verimi gerçeğe oldukça yakın olarak belirlenebilmekte, sistemin veriminin düşmesine neden olan süreç veya bölgeler tespit edilebilmekte ve bunun sonucunda sistem daha verimli hale getirilebilmektedir [8]. Bu nedenlerle, diğer alanlarda olduğu gibi içten yanmalı motorlar alanında da ekserji analizine yönelik çalışmalarda son yıllarda hızlı bir şekilde artış olduğu görülmektedir. İçten yanmalı motorlarda ekserji analizinin kullanıldığı çalışmaların sonuçlarının bir arada toplandığı bir derleme çalışması 2000 yılında Caton [9] tarafından ve daha kapsamlı başka bir derleme çalışması 2006 yılında Rakopoulos ve Giakoumis [7] tarafından yayınlanmıştır. Bu derleme çalışmaları ve mevcut literatür incelendiğinde son yıllarda özellikle buji ateşlemeli motorlara ekserji analizinin uygulanmasına yönelik oldukça fazla sayıda çalışmanın yapıldığı görülebilmektedir [10–15]. Ancak, içten yanmalı motorlara ekserji analizinin uygulanmasına yönelik literatürde bulunan çalışmaların hiç birinde s/ç oranının etkileri incelenmemiştir. Bu nedenle, sunulan çalışmada doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda s/ç oranının değişiminin etkileri ekserji analizi ile incelenerek literatüre katkı sağlanması amaçlanmıştır.

II. MATERYAL VE YÖNTEM

A. Çevrim Modeli ve Temel Bağlıntılar

Bu çalışmada ilk olarak Ferguson [16] tarafından sunulan boyutsuz çevrim modeline ait bağıntılar yeniden düzenlenip model sanki boyutlu hale getirilerek kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan çevrim modelinde silindir içerisindeki gazların ideal gaz olduğu varsayımıyla TD1K (enerjinin

korunumu denklemi) krank mili açısına (KMA) bağlı olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\Delta E_{in} = Q - W \Rightarrow m \frac{de_{in}}{d\theta} + e_{in} \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (1)$$

Eşitlik (1)'de; m silindirdeki kütle miktarı, e_{in} özgül iç enerji, Q toplam ısı kayıpları, p silindir basıncı, V silindir hacmi ve θ krank mili açısıdır.

Çevrim modelinde; anlık silindir hacmi, anlık silindir basıncı ile yanmış ve yanmamış gaz bölgelerinin sıcaklıkları sırasıyla aşağıdaki bağıntılar yardımıyla belirlenmiştir.

$$V(\theta) = V_{cc} \left\{ 1 + \frac{r_{comp} - 1}{2} \left[1 - \cos\theta + \frac{1}{r_{cr}} \left[1 - (1 - r_{cr}^2 \sin^2\theta)^{0.5} \right] \right] \right\} \quad (2)$$

(2)'de; r_{cr} strok uzunluğunun (l_s) yarısının biyel boyuna (l_{cr}) oranı olup $r_{cr} = l_s / 2l_{cr}$ şeklinde belirlenmektedir.

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{A + B + C}{D + E} \quad (3)$$

Eşitlik (3)'de; A , B , C , D ve E büyüklükleri aşağıdaki bağıntılardan belirlenmektedir.

$$A = \frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta},$$

$$B = \frac{\lambda_g}{\omega m} \left[\frac{v_b}{C_{pb}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \left(1 - \frac{T_w}{T_b} \right) A_b + \frac{v_u}{C_{pu}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \left(1 - \frac{T_w}{T_u} \right) A_u \right],$$

$$C = -\frac{dr_{bmf}}{d\theta} \left[(v_b - v_u) + v_b \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{h_b - h_u}{C_{pb} T_b} \right],$$

$$D = x_b \left[\frac{v_b^2}{C_{pb} T_b} \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right)^2 + \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} \right],$$

$$E = (1 - r_{bmf}) \left[\frac{v_u^2}{C_{pu} T_u} \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right)^2 + \frac{v_u}{p} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \right].$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{-\lambda_g A_b (T_b - T_w)}{\omega m C_{pb} r_{bmf}} + \frac{v_b}{C_{pb}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dp}{d\theta} + \frac{h_u - h_b}{r_{bmf} C_{pb}} \frac{dr_{bmf}}{d\theta} \quad (4)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{-\lambda_g A_u (T_u - T_w)}{\omega m C_{pu} (1 - r_{bmf})} \frac{dp}{d\theta} + \frac{v_u}{C_{pu}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \quad (5)$$

Ayrıca, çevrim modelinde iş ve ısı kayıpları sırasıyla aşağıdaki bağıntılar ile belirlenir.

$$\frac{dW}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} \quad (6)$$

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = \frac{\lambda_g}{\omega} \left[A_b (T_b - T_w) + A_u (T_u - T_w) \right] \quad (7)$$

Yukarıdaki bağıntılarda; A_b ve A_u sırasıyla yanmış ve yanmamış gazların temasta bulunduğu yüzey alanları olup sayısal değerleri geometrik alt model yardımıyla hesaplanmakta, açısal hız (ω),

silindir duvar sıcaklığı (T_w) ve ısı transfer katsayısı (λ_g) ise aşağıdaki bağıntılarla belirlenmektedir.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (8)$$

$$T_w = T_{cw} + R_w \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (9)$$

$$\lambda_g = 3,26 b^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,55} U_g^{0,8} \quad (10)$$

Yukarıdaki bağıntılarda; U_g silindirdeki gazların ortalama hızı, T_{cw} soğutma suyu sıcaklığı ve R_w silindir duvarlarının ısı direnç katsayısı olup çevrim hesabında $T_{cw}=350K$ ve $R_w=0,01K/W$ değerleri kullanılmıştır [17].

Yanma olayının modellenmesinde ise yanma işlemi başladıktan sonra yanma odasında yanmış ve yanmamış bölge olmak üzere iki bölgenin oluştuğu ve türbülanslı alev cephesinin yanma odası içerisinde küresel olarak ilerlediği varsayımıyla kütleli yanma oranı Blizard ve Keck tarafından verilen aşağıdaki bağıntılarla belirlenmiştir [18].

$$\frac{dm_e}{d\theta} = \rho_u A_f U_e \quad (11)$$

$$\frac{dm_b}{d\theta} = \rho_u A_f U_L + \frac{m_e - m_b}{\tau_{bd}} \quad (12)$$

$$\tau_{bd} = \frac{l_T}{U_L} \quad (13)$$

Yukarıdaki bağıntılarda; A_f alev cephesi yüzey alanı τ_{bd} ise l_T boyutundaki bir girdabın karakteristik yanma süresidir.

Kütleli yanma oranı alev cephesi yüzey alanı ve alev hızı ile orantılıdır. Alev cephesi yüzey alanı, yanmış gazların hacmine (V_f) bağlı olarak geometrik alt modelden hesaplanır. Yanmamış gazların alev cephesi içine çekilme hızı (U_e), türbülanslı alev cephesinin ilerleme hızı (U_T) ve türbülanslı alev cephesinin karakteristik uzunluk ölçeğini (l_T) hesaplamak için aşağıdaki bağıntılar kullanılmaktadır.

$$U_e = U_T + U_L \quad (14)$$

$$U_T = 0,08 \bar{U}_{int} \left(\frac{\rho_{int}}{\rho_e} \right)^{1/2} \quad (15)$$

$$\bar{U}_{int} = \eta_v \left(\frac{A_{pc}}{A_{intval,max}} \right) \frac{n l_s}{30} \quad (16)$$

$$l_T = 0,8 l_{intval,max} \left(\frac{\rho_e}{\rho_{int}} \right)^{3/4} \quad (17)$$

Yukarıdaki bağıntılarda; \bar{U}_{int} emme sürecinde silindire giren gazların ortalama hızı, A_{pc} piston tablası yüzey alanı, $A_{intval,max}$ emme supabı

maksimum açıklık alanı ve $l_{intval,max}$ emme supabı maksimum açılma miktarıdır.

Laminer alev hızı (U_L) ise Gülder [19] tarafından verilen aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$U_L(\phi, T, p) = U_{L,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\delta \left(\frac{p}{p_0} \right)^\varphi (1 - \psi f) \quad (18)$$

Yukarıdaki bağıntıda; ϕ_0 , δ ve φ yakıt hava karışım oranına bağlı sabitler olup değerleri literatürden bulunabilir [19]. $U_{L,0}$ ise $T_0=298 K$ ve $p_0=1$ bar standart koşullarındaki laminer alev hızı olup aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$U_{L,0}(\phi) = \Phi \Omega \phi^\sigma \exp \left[-\xi (\phi - 1,075)^2 \right] \quad (19)$$

Eşitlik (19'da); δ , φ , Φ , Ω , σ ve ξ katsayılarının değerleri literatürde verilmiş olup [19] ψ katsayısının $0 \leq f \leq 0,3$ aralığında 2,5 olarak alınması önerilmektedir [19]. Burada; f bir önceki çevrimden silindirde kalan artık egzoz gazlarının kütleli oranıdır.

Çevrim modeli, yanma modeli ve geometrik model hakkında daha ayrıntılı bilgi literatürde bulunabilir [16, 20, 21].

B. Ekserji Kavramı ve Bağıntıları

TD2K entropinin artışı ilkesine dayalı olup bir sistemin entropi değişimi aşağıdaki gibi ifade edilir [8].

$$\Delta S = \int (Q/T)_{boundary} + S_{in} \quad (20)$$

Eşitlik (11)'de, S_{in} sistemdeki iç tersinmezlikler nedeniyle üretilen entropidir.

TD1K ve TD2K birleşimi ile kapalı sistem için kullanılabilirlik (ekserji) bağıntısı aşağıdaki gibi ifade edilir [8, 22].

$$X = E_{tot} + p_0 V - T_0 S \quad (21)$$

Eşitlik (21)'de; V ve S sistemin hacim ve entropisi, p_0 ve T_0 ise sistemin ölü hal koşullarındaki basınç ve sıcaklığıdır. E_{tot} ise sistemin toplam enerjisi olup $E_{tot} = E_{in} + E_{kin} + E_{pot}$ şeklinde iç enerji, kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamıdır.

Kullanılabilirlik veya ekserji, bir sistemin çevre ile termal, mekanik ve kimyasal olarak dengeye ulaştığında, sistem ve yakın çevresinden oluşan birleşik sistemden elde edilebilecek maksimum teorik iş olarak tanımlanmaktadır [7–9, 23]. Buna göre bir sistemden elde edilebilecek maksimum teorik iş veya ekserji termomekanik ekserji (X_{tm}) ve kimyasal ekserji (X_{ch}) olmak üzere iki bileşenden oluşur.

X_{tm} , sistem uzak çevresiyle termal ve mekanik dengeye geldiğinde birleşik sistemden elde

edilebilecek maksimum iş olarak tanımlanır ve aşağıdaki gibi belirlenir [7, 8, 23].

$$X_{tm} = E_{tot} + p_0V - T_0S - \sum m_i \mu_{0,i} \quad (22)$$

Eşitlik (22)'de; m_i ve $\mu_{0,i}$ sırasıyla sistemdeki her bir kimyasal bileşenin kütlesi ve kimyasal enerji potansiyeli olup sınırlı ölü hal koşullarında belirlenir.

Sınırlı ölü hal koşullarındaki birleşik sistem çevresiyle termal ve mekanik dengede olduğundan sıcaklık ve basınç farkından dolayı iş üretme potansiyeli bulunmamaktadır. Ancak, sistem çevreyle kimyasal dengeye ulaşmadığından sahip olduğu kimyasal potansiyeli sayesinde sınırlı ölü haldeki sistemden çevreyle kimyasal dengeye ulaşmaya kadar ek iş elde edilebilir. Bu şekilde sınırlı ölü haldeki bir sistemden elde edilebilecek maksimum teorik işe kimyasal ekserji denir ve aşağıdaki gibi belirlenir [7, 8, 23].

$$X_{ch} = \sum m_i (\mu_{0,i} - \mu_i^0) \quad (23)$$

Eşitlik (23)'de; μ_i^0 sistemdeki her bir kimyasal bileşenin gerçek ölü haldeki kimyasal enerji potansiyelidir.

Kapalı bir sistem için ekserji dengesi ise aşağıdaki gibi ifade edilir [9, 24, 25].

$$\Delta X = X_2 - X_1 = X_Q - X_W - X_{des} \quad (24)$$

Eşitlik (24)'de; ΔX sistemin toplam ekserjisindeki değişim, X_2 sistemin süreç sonundaki toplam ekserjisi, X_1 sistemin süreç başlangıcındaki toplam ekserjisi, X_Q ısı alışverişiyle transfer edilen ekserji, X_W iş alışverişiyle transfer edilen ekserji ve X_{des} tersinmezlikler nedeniyle yok edilen ekserjidir.

İçten yanmalı motorlar için krank mili açısına bağlı olarak ekserji değişimi yakıt kimyasal ekserjisi de dikkate alınarak aşağıdaki gibi yazılabilir [20, 21].

$$\frac{dX}{d\theta} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \frac{dQ}{d\theta} - \left(\frac{dW}{d\theta} - p_0 \frac{dV}{d\theta}\right) + \frac{m_f}{m_{tot}} \frac{dr_{bmf}}{d\theta} x_{f,ch} - \frac{dI_{comb}}{d\theta} \quad (25)$$

Eşitlik (16)'da; m_f ve m_{tot} sırasıyla yakıtın ve silindirdeki gazların toplam kütleleridir.

$x_{f,ch}$ ise birim kütledeki yakıt kimyasal ekserjisi olup sıvı yakıtlar için Kotas [26] tarafından verilen aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$x_{f,ch} = Q_{LHV} \left[1,0401 + 0,01728 \frac{h'}{c'} + 0,0432 \frac{o'}{c'} + 0,2196 \frac{s'}{c'} \left(1 - 2,0628 \frac{h'}{c'} \right) \right] \quad (26)$$

Eşitlik (26)'de; Q_{LHV} yakıtın alt ısı değerini olup aşağıda verilen Mendeleyev bağıntısından hesaplanır [8].

$$Q_{LHV} = [33,91c' + 125,6h' - 10,89(o' - s') - 2,51(9h' - w')] \quad (27)$$

Eşitlik (26) ve (27)'de; h' , c' , o' , s' ve w' sırasıyla yakıt içerisindeki karbon, hidrojen, oksijen, kükürt ve suyun kütle oranlarıdır.

Eşitlik (25)'de; I_{comb} yanma nedeniyle oluşan tersinmezlikler olup aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\frac{dI_{comb}}{d\theta} = T_0 \frac{dS_{comb}}{d\theta} \quad (28)$$

Eşitlik (28)'de; S_{comb} yanma işlemi nedeniyle üretilen entropi olup aşağıdaki gibi hesaplanır [20].

$$\frac{dS_{comb}}{d\theta} = \frac{d(m_b s_b)}{d\theta} + \frac{d(m_u s_u)}{d\theta} \quad (29)$$

Çevrim modelinde yanma ve ısı geçişinden kaynaklanan toplam tersinmezlikler ise aşağıdaki gibi belirlenir [20].

$$\frac{dI_{tot}}{d\theta} = \frac{dI_{comb}}{d\theta} + \frac{dI_Q}{d\theta} \quad (30)$$

Isı geçişinden kaynaklanan entropi geçişi ise aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

$$\frac{dS_Q}{d\theta} = \frac{dQ_b/d\theta}{T_b} + \frac{dQ_u/d\theta}{T_u} \quad (31)$$

Çevrim modelinde 1. Kanun verimi çevrim işi (W) kullanılarak aşağıdaki gibi belirlenmektedir [16].

$$\eta_I = \frac{W}{m_f Q_{LHV}} \quad (32)$$

2. Kanun verimi ise işle transfer edilen ekserji (X_w) kullanılarak aşağıdaki gibi belirlenir [20, 21].

$$\eta_{II} = \frac{X_w}{m_f x_{f,ch}} \quad (33)$$

III. SAYISAL UYGULAMALAR

A. Bilgisayar Programı ve Çözüm Metodu

İstenen büyüklüklerin hesaplanabilmesi için FORTRAN program dilinde buji ateşlemeli motor çevrimi için bir bilgisayar programı yazılmıştır. Bu programda r_{comp} , n , ϕ , r_{sp} ve θ_{st} gibi parametreler, yakıt özellikleri ve dış ortam basıncı ve sıcaklığı gibi program girdileri kullanılarak emme sonu koşulları belirlenmiş ve çevrim modelindeki diferansiyel denklemler çözülerek çevrim boyunca termodinamik özellikler ve ekserji büyüklükleri hesaplanmıştır. Bilgisayar programında diferansiyel denklemlerin çözümü için DVERK, yanmış ve yanmamış gazların termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için ilk olarak Ferguson [16] tarafından sunulan FARG ve ECP alt programları yeniden düzenlenerek kullanılmıştır.

Çevrim modelinin ve bilgisayar programının güvenilirliği sağlayabilmek için hesaplanan

değerler hata analizinde aşağıdaki bağıntılarla kontrol edilmiştir [20, 21].

$$\varepsilon_1 = 1 - [vm/V] \quad (25)$$

$$\varepsilon_2 = 1 + [W / \Delta(me_{in}) + Q_w] \quad (26)$$

ε_1 ve ε_2 hata değerleri 10^{-4} seviyesinde tutularak bilgisayar programının güvenilirliği sağlanmıştır.

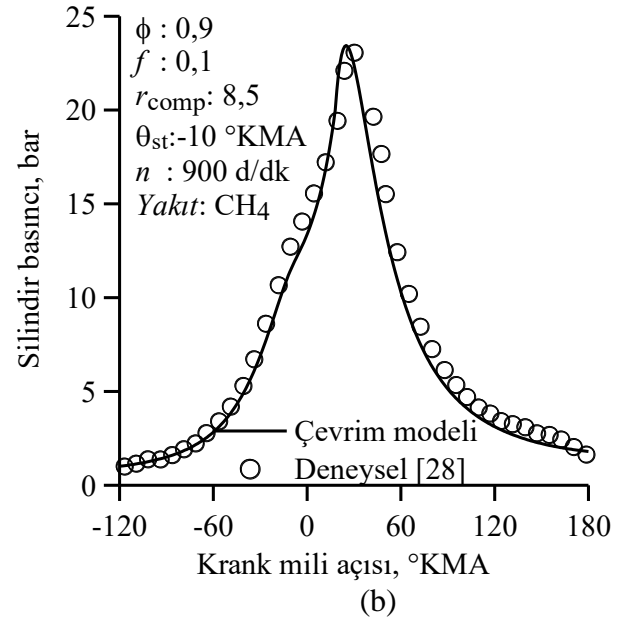
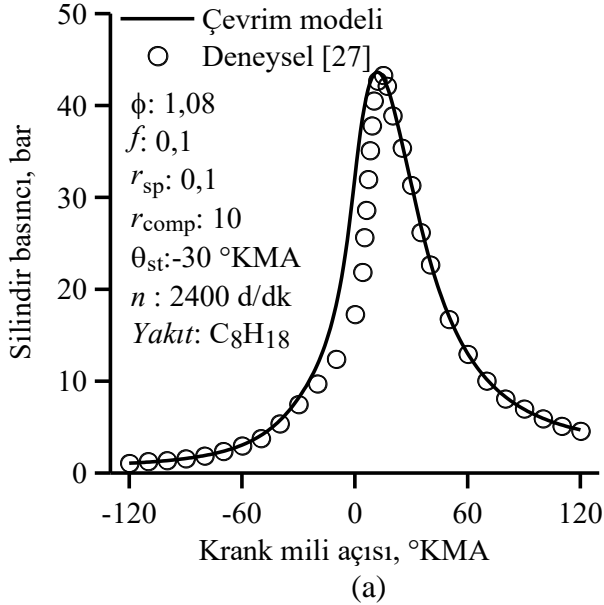
B. Çevrim Modelinin Güvenirlilik Kontrolü

Kullanılan çevrim modelinin güvenilirliğini göstermek amacıyla özellikleri Tablo 1'de verilen motorlar için literatürde verilen deneysel verilerle modelden elde edilen sonuçlar Şekil 1(a) ve (b)'de karşılaştırılmıştır.

Tablo 1. Karşılaştırma yapılan motorların özellikleri

Özellikler	r_{comp}	r_{sp}	b [mm]	l_s [mm]	l_{cr} [mm]	d_{intval} [mm]	l_{intval} [mm]
Motor I [27]	10	0,2	100	115	190	42	5
Motor II [28]	8,5	0,0	95,25	69,24	136,5	42	8,4

Şekil 1(a) ve (b)'de görüldüğü gibi farklı yakıtlar için model ile elde edilen silindir basıncı değerleri deneysel verilerle uyum içerisinde olup kullanılan çevrim modelinin motor karakteristiklerinin belirlenmesi ve parametrik çalışma yapılması için yeterli güvenilirliğe sahip olduğu söylenebilir.

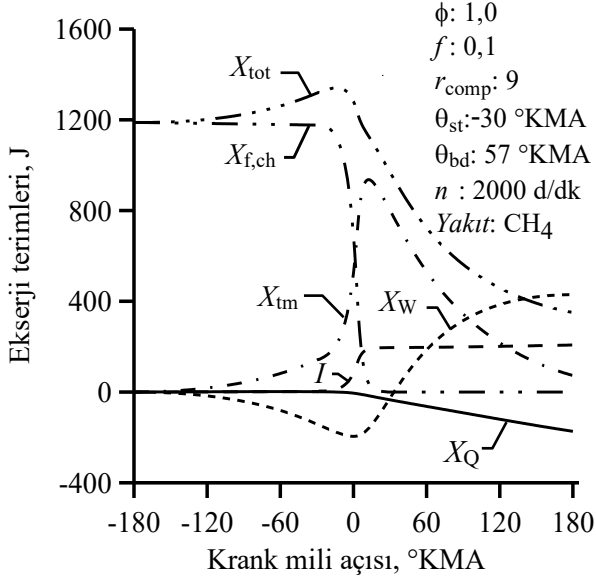


Şekil 1. Farklı yakıtlar için çevrim modeli verilerinin deneysel verilerle karşılaştırılması

IV. BULGULAR VE TARTIŞMA

Şekil 2'de doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli bir motor için ekserji büyüklüklerinin çevrim boyunca değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi yakıt kimyasal ekserjisi ($X_{f,ch}$) sıkıştırma sürecinde sabit kalmasına rağmen termomekanik ekserji (X_{tm}) üst ölü noktadan (ÜÖN) 30 °KMA önce yanma işleminin başlamasıyla hızlı bir biçimde artmaktadır. X_{tm} 'deki bu artış işle transfer edilen ekserjideki (X_w) artışın sonucu olup X_w ile ters işaretlidir. Sıkıştırma sürecinde silindirdeki gazların sıcaklığı nispeten düşük olduğu için ısıyla transfer edilen ekserjide (X_Q) önemli bir değişim yoktur. Ancak, tersinmezlikler (I) yanmanın başlamasıyla hızlı bir şekilde artmaya başlamıştır. Ayrıca, yanma işleminin başlamasıyla yakıtın kimyasal enerjisinin ısıya dönüşmesi nedeniyle $X_{f,ch}$ hızlı bir şekilde azalırken silindir içerisinde basınç ve sıcaklığın yükselmesi sonucu X_Q ve X_w dolayısıyla X_{tm} artmaya devam etmektedir. Diğer taraftan, yanma sürecinde yanma işleminden kaynaklanan entropi üretimi ve ısı transferi sonucunda I da artmaya devam etmektedir. Yanma işlemi 27 °KMA'da sona erdiğinde genişleme süreci piston alt ölü noktaya (AÖN) ininceye kadar devam etmekte ve bu süreçte tersinmezlikler yaklaşık sabit kalırken X_{tm} ve X_{tot} silindirden dışarıya iş ve ısı transferi sebebiyle sürekli azalmaya devam etmektedir. Genişleme sürecinin sonunda silindir içerisindeki gazların sahip olduğu ekserji egzoz gazlarıyla birlikte dışarı atılmakta olup egzoz gazlarıyla transfer edilen ekserji (X_{exh})

olarak isimlendirilir. Özellikleri Şekil 2’de verilen doğalgazlı buji ateşlemeli motor için X_Q , X_W , I ve X_{exh} gibi ekserji terimlerinin silindire giren yakıt ekserjisi içindeki dağılımları sırasıyla %14,58, %36,12, %17,44 ve %29,48 olarak elde edilmiştir.

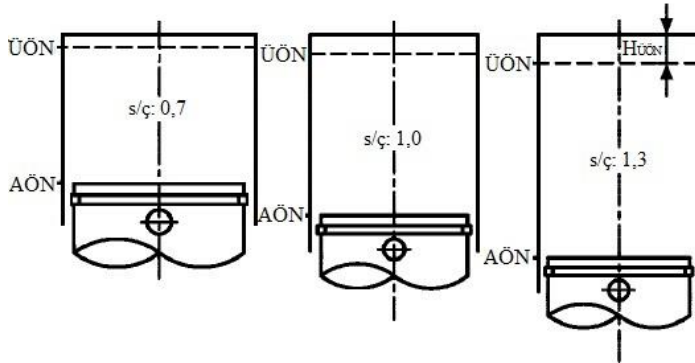


Şekil 2. Doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli bir motor için ekserjistik terimlerin değişimleri

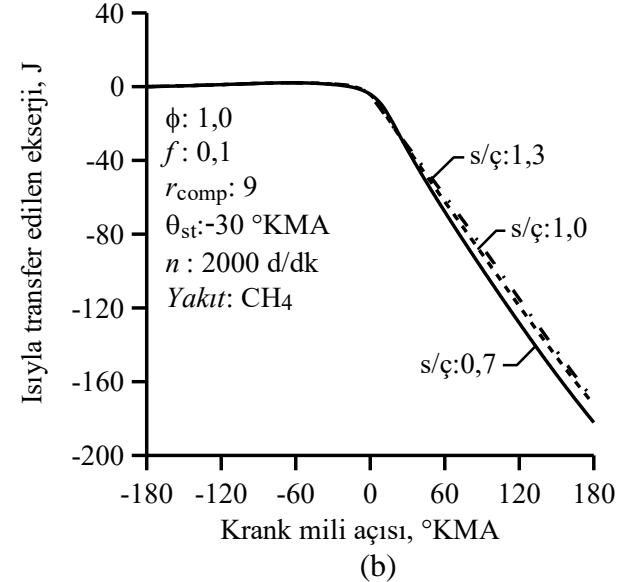
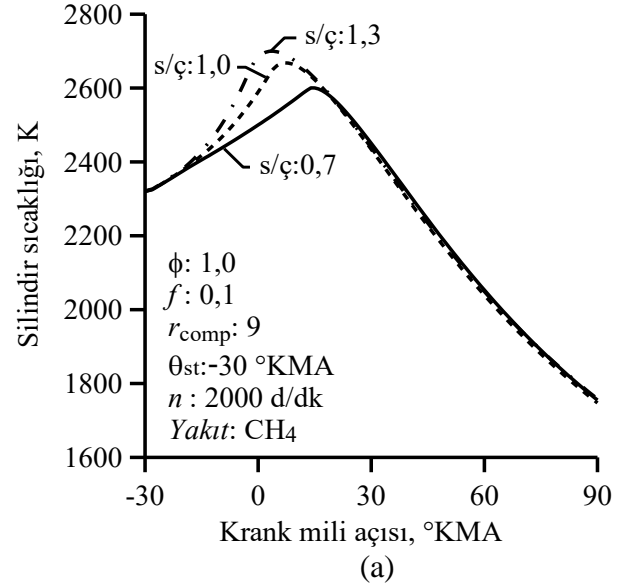
Tablo 2. Ekserji analizinde kullanılan motorların özellikleri [3]

s/ç oranı	0,7	1,0	1,3
Strok uzunluğu (l_s), mm	62,8	79,5	95,5
Çap (b), mm	90	80	73
Biyel boyu (l_{cr}), mm	126	159	191
Sıkıştırma oranı (r_{comp})	9	9	9
Emme supabı çapı (d_{intval}), mm	39,4	35	32
Emme supabı açılma miktarı (l_{intval}), mm	7,7	8,95	8,17
Strok hacmi (V_s), cm ³	400	400	400

Ekserji analizinde ise, Tablo 2’de boyutları ve Şekil 3’de geometrileri verilen aynı strok hacmine (400 cm³) ancak farklı strok/çap oranlarına sahip motorlar kullanılmıştır.



Şekil 3. Ekserji analizinde kullanılan motorların strok/çap oranları [3]



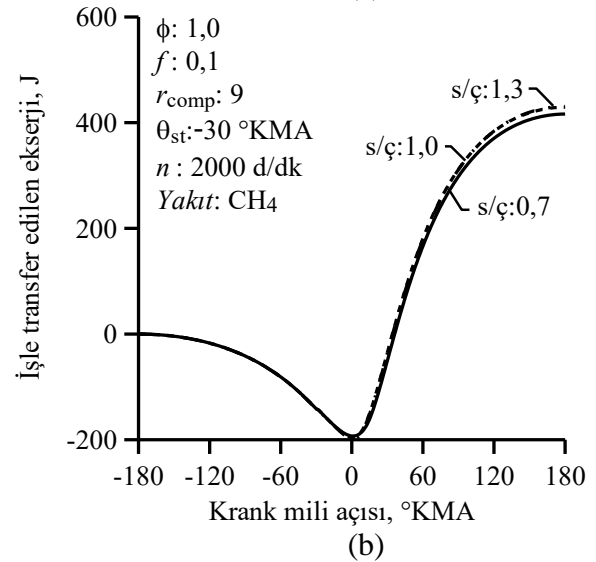
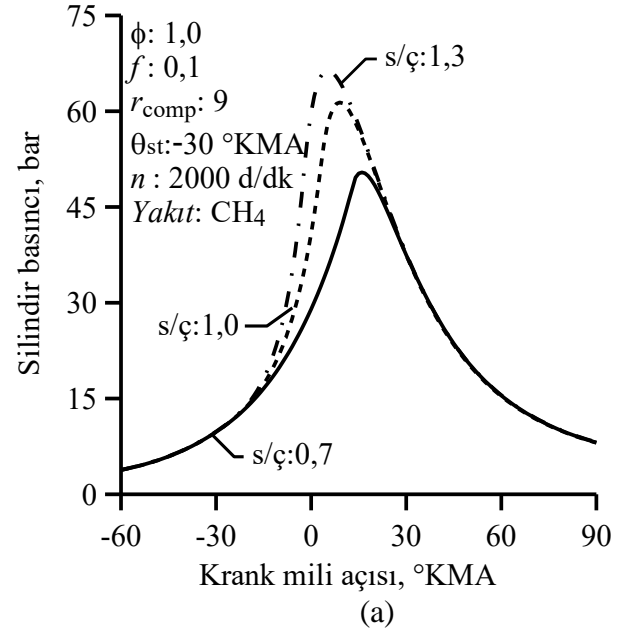
Şekil 4. a) Silindir sıcaklığı ve b) ısıyla transfer edilen ekserjinin strok/çap oranı ile değişimi

Şekil 4(a)’da yanma işleminin başlamasıyla silindir içindeki gazların sıcaklığının ve Şekil 4(b)’de ısıyla transfer edilen ekserjinin strok/çap oranı ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi ısıyla transfer edilen ekserji artan strok/çap oranı ile azalmakta ve s/ç=1,3 için en düşük değere ulaşmaktadır. Isıyla transfer edilen ekserjideki bu değişimin Şekil 4(a)’da verilen silindir içindeki gazların sıcaklığındaki ve yanma süresindeki değişimden kaynaklandığı düşünülmektedir. Şekil 4(a)’da görüldüğü gibi strok/çap oranı arttıkça başlangıçta silindirde daha yüksek sıcaklık ortaya çıkmasına rağmen yanma süresinin kısalması nedeniyle silindirdeki yüksek sıcaklıktaki gazların bulunma süresi kısalmıştır. Diğer taraftan, yanma süreleri 0,7, 1,0 ve 1,3 strok/çap oranları için sırasıyla 69, 57 ve 49 °KMA olarak elde edilmiş

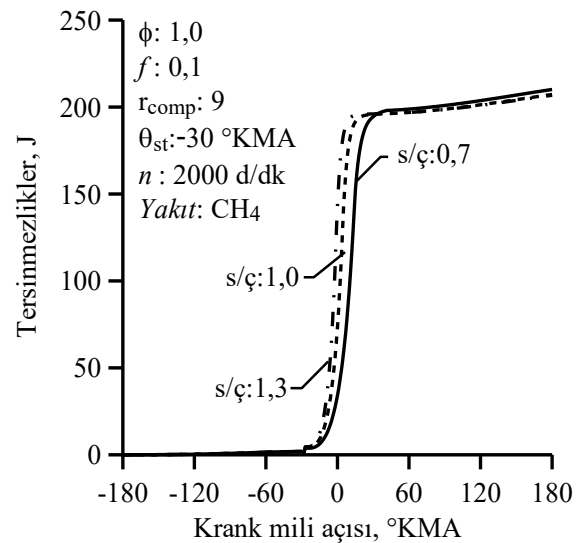
olup verilen bu yanma süresi silindire gönderilen tüm yakıtın yanmasını yani %0-%100 kütleli yanma oranı aralığını kapsamaktadır. Yanma süresinin uzaması silindir içerisinde daha uzun süre yüksek sıcaklıkta gazların bulunması sonucu doğal olarak silindir duvarlarından olan ısı geçişinin ve dolayısıyla ısıyla transfer edilen ekserjinin artmasına neden olmaktadır. İncelenen doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için $s/\zeta=0,7$ ile elde edilen değerle kıyaslandığında ısıyla transfer edilen ekserji $s/\zeta=1,0$ ve $1,3$ için %5,26 %6,69 oranlarında azalmıştır.

Şekil 5(a) silindir basıncının ve Şekil 5(b)'de işle transfer edilen ekserjinin strok/çap oranı ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi işle transfer edilen ekserji artan strok/çap oranı ile artmakta ve $s/\zeta=1,3$ için en yüksek değere ulaşmaktadır. İşle transfer edilen ekserjideki bu artışın strok/çap oranı arttıkça strok uzunluğunun artışından kaynaklandığı düşünülmektedir. Strok uzunluğunun artması genişleme sürecinde üretilen işin ve dolayısıyla işle transfer edilen ekserjinin artmasını sağlamıştır. Ayrıca, Şekil 5(a) görüldüğü gibi strok/çap oranı arttıkça silindir basıncının artmasının çevrim işinin dolayısıyla işle transfer edilen ekserjinin artmasına katkı sağladığı düşünülmektedir. İncelenen doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için $s/\zeta=0,7$ ile elde edilen değerle kıyaslandığında işle transfer edilen ekserji $s/\zeta=1,0$ ve $s/\zeta=1,3$ için sırasıyla %3,13 ve %3,43 oranlarında artmıştır.

Şekil 6'da tersinmezliklerin strok/çap oranı ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi tersinmezlikler artan strok/çap oranı ile azalmakta ve $s/\zeta=1,3$ için en düşük değere ulaşmaktadır. Bu çalışmada yanma ve ısı transferinden kaynaklanan tersinmezlikler dikkate alınmış olup yanmadan kaynaklanan tersinmezliklerin yanma süresinin uzamasıyla arttığı literatürde bildirilmektedir [9]. Benzer şekilde ısı transferinden kaynaklanan tersinmezlikler de yanma süresinin uzamasıyla transfer edilen ısı miktarının artması nedeniyle artmaktadır [10]. Bu etkiler sonucunda strok/çap oranının artmasıyla tersinmezlikler azalmaktadır. İncelenen doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için $s/\zeta=0,7$ ile elde edilen değerle kıyaslandığında tersinmezlikler $s/\zeta=1,0$ ve $s/\zeta=1,3$ için sırasıyla %1,37 ve %1,58 oranlarında azalmıştır.



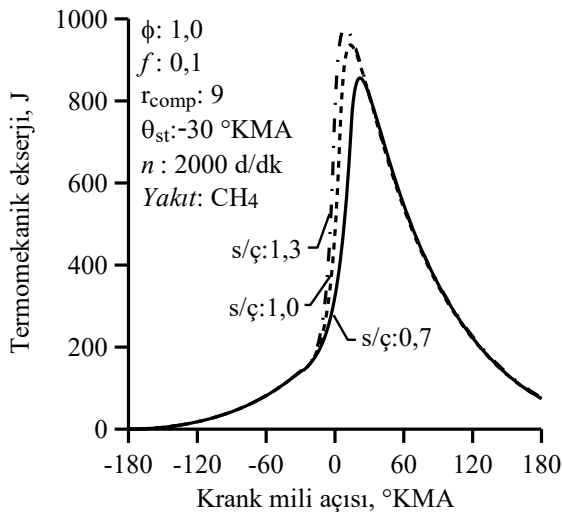
Şekil 5. a) Silindir basıncı ve b) işle transfer edilen ekserjinin strok/çap oranı ile değişimi



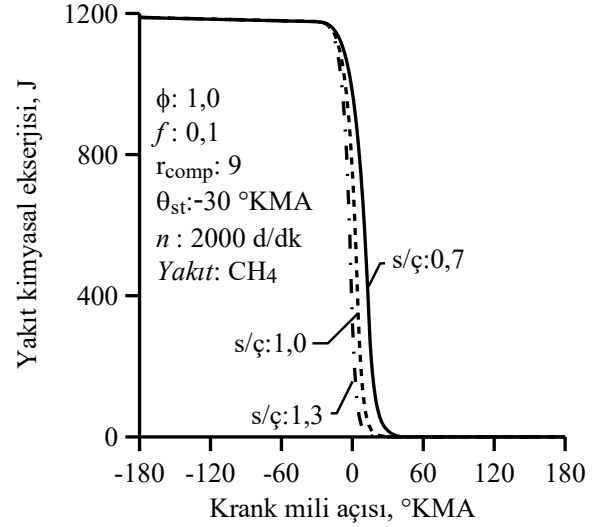
Şekil 6. Tersinmezliklerin strok/çap oranı ile değişimi

Şekil 7’de termomekanik ekserjinin strok/çap oranı ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi termomekanik ekserji artan strok/çap oranı ile yanma sürecinde artmakta genişleme sürecinin sonunda ise azalmaktadır. Böylece, $s/\ç=1,3$ için yanma sürecinin sonunda en yüksek termomekanik ekserji değerine ve genişleme sürecinin sonunda en düşük termomekanik ekserji değerine ulaşılmıştır. Strok/çap oranına bağlı olarak termomekanik ekserjideki bu değişimin doğrudan ısıyla ve işle transfer edilen ekserjilere ve dolaylı olarak da silindir basıncı ve sıcaklığına bağlı olarak ortaya çıktığı düşünülmektedir. Yukarıda da ifade edildiği gibi strok/çap oranı arttıkça yanma süresinin kısılması yanma sürecinde daha yüksek silindir basıncı ve sıcaklığının ortaya çıkmasını genişleme süreci sonunda ise daha düşük basınç ve sıcaklıkların ortaya çıkmasını sağlamaktadır. Bunun sonucunda, strok/çap oranı arttıkça termomekanik ekserji yanma sürecinde artarken genişleme sürecinde azalmıştır.

Şekil 8’de yakıt kimyasal ekserjisinin strok/çap oranı ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi silindire giren yakıt miktarı hemen hemen aynı olduğundan yakıt kimyasal ekserjisi sıkıştırma sürecinde strok/çap oranı ile değişmemektedir. Yanma sürecinde ise strok/çap oranının değişimi ile yanma sürelerinin farklı değerler almasına bağlı olarak yakıt kimyasal ekserjisi de farklı değişimler göstermektedir. Ancak, bu çalışmada stokiyometrik yakıt-hava karışımı kullanıldığı için yanma işlemi sonunda yanmamış yakıt kalmadığından yanma sürecinin sona ermesiyle tüm strok/çap oranları için yakıt kimyasal ekserjisi sıfır değerine ulaşmaktadır.

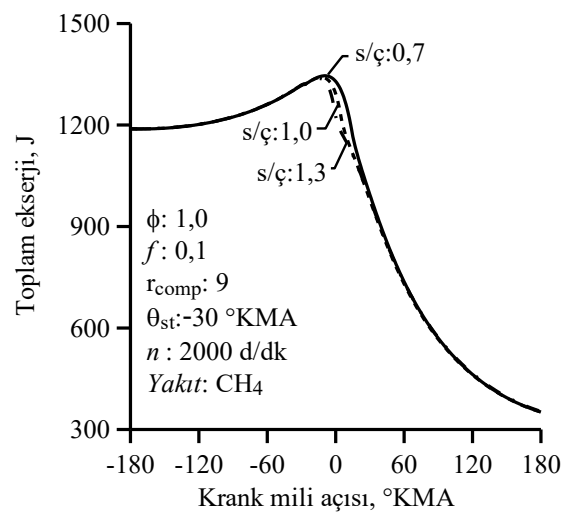


Şekil 7. Termomekanik ekserjinin strok/çap oranı ile değişimi

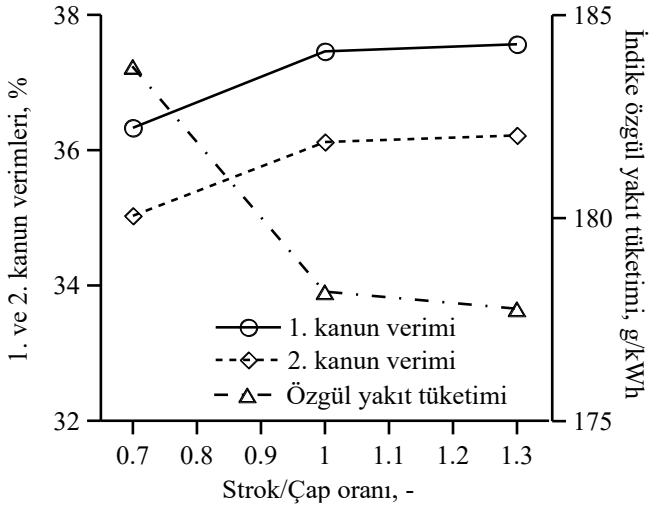


Şekil 8. Yakıt kimyasal ekserjisinin strok/çap oranı ile değişimi

Şekil 9’da toplam ekserjisinin strok/çap oranı ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma sürecinde strok/çap oranına bağlı olarak toplam ekserjideki değişim oldukça düşüktür. Ancak, strok/çap oranının artmasıyla yanma süresinin kısılması sonucu yanma ve genişleme süreçlerinde toplam ekserji strok/çap oranının artmasıyla azalmaktadır. Toplam ekserjideki bu değişim termomekanik ekserji ve yakıt kimyasal ekserjisindeki değişimlerin birleşimi olup genişleme süreci sonunda egzozla transfer edilen ekserji artan strok/çap oranı ile azalmıştır. İncelenen doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için $s/\ç=0,7$ ile elde edilen değerle kıyaslandığında egzoz gazlarıyla transfer edilen ekserji $s/\ç=1,0$ için %0,09 oranında azalmış ve $s/\ç=1,3$ için ise %0,52 oranında artmıştır.



Şekil 9. Toplam ekserjinin strok/çap oranı ile değişimi



Şekil 10. 1. ve 2. Kanun verimlerinin ve indike özgül yakıt tüketiminin strok/çap oranı ile değişimi

Şekil 10'da 1.ve 2. Kanun verimlerinin ve özgül yakıt tüketiminin strok/çap oranı ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi artan strok/çap oranı ile 1.ve 2. Kanun verimleri artarken özgül yakıt tüketimi azalmıştır. Eşitlik (32) ve (33)'ten görüleceği gibi 1. ve 2. Kanun verimindeki artışların artan strok/çap oranına bağlı olarak motordan elde edilen işin ve dolayısıyla işle transfer edilen ekserjinin artmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. İncelenen doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için $s/\varphi=0,7$ ile elde edilen değerlerle kıyaslandığında 1. ve 2. Kanun verimleri $s/\varphi=1,0$ ve $s/\varphi=1,3$ için sırasıyla %3,11 ve %3,38 oranlarında artmıştır. Strok/çap oranına bağlı olarak indike özgül yakıt tüketimindeki azalma ise doğrudan verimdeki artışın bir sonucudur. Çünkü özgül yakıt tüketimi verimle zıt yönde değişen bir büyüklüktür. İncelenen doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için $s/\varphi=0,7$ ile elde edilen değerlerle kıyaslandığında indike özgül yakıt tüketimi $s/\varphi=1,0$ ve $s/\varphi=1,3$ için sırasıyla %3,02 ve %3,25 oranlarında azalmıştır.

V. SONUÇLAR

Bu çalışmada doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda strok/çap oranı değişiminin etkileri ekserji analizi ile nümerik olarak incelenmiştir. Çalışmadan elde edilen bulguların ışığında aşağıdaki sonuçlar özetlenebilir.

- İncelenen doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için strok/çap oranının artırılması motordan elde edilen yararlı işin ve dolayısıyla işle transfer edilen ekserjinin artmasını sağlarken ısı ile transfer edilen ekserjinin yani

ısı kayıplarının azalmasını sağlamıştır. Strok/çap oranının 0,7 değeriyle elde edilen değerlerle kıyaslandığında strok/çap oranının 1,3 değerine artırılması durumunda işle transfer edilen ekserji yaklaşık %3,43 artmış ve ısı ile transfer edilen ekserji yaklaşık %6,69 azalmıştır.

- İncelenen doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için strok/çap oranının artırılması tersinmezliklerin azalmasını sağlarken egzozla transfer edilen ekserji kayıplarının çok az oranda artmasına neden olmuştur. Strok/çap oranının 0,7 değeriyle elde edilen değerlerle kıyaslandığında strok/çap oranının 1,3 değerine artırılması durumunda tersinmezlikler yaklaşık %1,58 azalırken ve egzozla transfer edilen ekserji yaklaşık %0,52 artmıştır.
- İncelenen doğalgaz yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için strok/çap oranının artırılması 1. ve 2. Kanun verimlerinin artmasını sağlarken özgül yakıt tüketiminin azalmasını sağlamıştır. Strok/çap oranının 0,7 değeriyle elde edilen değerlerle kıyaslandığında strok/çap oranının 1,3 değerine artırılması durumunda 1. ve 2. Kanun verimleri sırasıyla %3,11 ve %3,38 oranlarında artmış ve indike özgül yakıt tüketimi yaklaşık %3,25 azalmıştır.

SEMBOLLER

A	: Alan, m^2
b	: Silindir çapı, mm
C_p	: Sabit basınçta özgül ısı, J/kg K
d_{intval}	: Emme supabı çapı, mm
e	: Özgül enerji, J/kg
E	: Enerji, J
f	: Artık egzoz gazları kütle oranı, boyutsuz
h	: Özgül entalpi, J/kg
I	: Tersinmezlikler, J
l_{cr}	: Biyel uzunluğu, mm
l_{intval}	: Emme supabı açılma miktarı, mm
l_s	: Strok uzunluğu, mm
m	: Kütle, kg
p	: Basınç, bar
r_{comp}	: Sıkıştırma oranı, boyutsuz
r_{bmf}	: Yanmış kütle oranı, boyutsuz
r_{sp}	: Bujinin silindir merkezinden uzaklık oranı, boyutsuz
s	: Özgül entropi, J/kgK
S	: Entropi, J/K
Q_w	: Silindir duvarlarından olan ısı geçişi, J
Q_{LVH}	: Alt ısı değer, kJ/kg
T	: Mutlak sıcaklık, K

U	: Hız, m/s
v	: Özgül hacim, m ³ /kg
V	: Hacim, m ³
W	: İş, J
x	: Özgül ekserji (kullanılabilirlik), J/kg
X	: Toplam ekserji (kullanılabilirlik), J
X_{exh}	: Egzoz gazlarıyla transfer edilen ekserji, J
$X_{f,ch}$: Yakıt kimyasal ekserjisi, J
X_Q	: Isıyla transfer edilen ekserji, J
X_{tm}	: Termomekanik ekserji, J
X_W	: İşle transfer edilen ekserji, J
X_{tot}	: Toplam ekserji, J

Yunan Harfleri

ϕ	: Yakıt-hava ekivalans oranı, boyutsuz
η_I	: 1. Kanun verimi, %
η_{II}	: 2. Kanun verimi, %
θ	: Krank mili açısı, °KMA
θ_{st}	: Ateşleme zamanı, °KMA
θ_{bd}	: Yanma süresi, °KMA
ρ	: Yoğunluk, kg/m ³
τ_{bd}	: Karakteristik yanma süresi, s
ω	: Açısal hız, 1/s

İndisler

0	: ölü hal koşulları
b	: yanmış
cc	: yanma odası
$comb$: yanma
cr	: biyel kolu
cw	: soğutma suyu
e	: giren veya çekilen
f	: alev veya yakıt
g	: gaz
in	: iç
int	: emme
kin	: kinetik
L	: lamimer
pc	: piston tablası
pot	: potansiyel
T	: türbülanslı
tot	: toplam
u	: yanmamış
w	: duvar

KAYNAKLAR

- [1] S. G. Poulos and J. B. Heywood, "The effect of chamber shape on spark ignition engine combustion," *Society of Automotive Engineering*, Paper no. 830334, pp. 1-24, 1983.
- [2] N. W. Sung and S. P. Jun, "The effects of combustion chamber geometry in an SI engine," *Society of Automotive Engineering*, Paper no. 972996, pp. 227-239, 1997.
- [3] Z. S. Filipi and D. N. Assanis, "The effect of the stroke-to-bore ratio on combustion, heat transfer and efficiency of a homogeneous charge spark ignition engine of given displacement," *International Journal of Engine Research*, vol. 1(2), pp. 191-208, 2000.
- [4] E. Sher and T. Bar-Kohany, "Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine-a theoretical study," *Energy*, vol. 27, pp. 757-775, 2002.
- [5] Z. Hu, J. H. Whitelaw and C. Vafidis, "Flame propagation studies in a four-valve pentroof-chamber spark ignition engine," *Society of Automotive Engineering*, Paper no. 922321, pp. 1-11, 1992.
- [6] J. A. Caton, "Detailed results for nitric oxide emissions as determined from a multiple-zone cycle simulation for a spark-ignition engine," *Fall Technical Conference of the ASME, Internal Combustion Engine Division*, 2002, p. 1-19, New Orleans, Los Angeles.
- [7] C. D. Rakopoulos and E. G. Giakoumis, "Second law analyses applied to internal combustion engines operation," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 32(1), pp. 2-47, 2006.
- [8] M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamentals of engineering thermodynamic*. New York, USA, John Wiley & Sons Inc, 2000.
- [9] J. A. Caton, "A review of investigations using the second law of thermodynamics to study internal-combustion engines," *SAE World Congress*, 2000, p. 1-15, Detroit, Michigan.
- [10] C. D. Rakopoulos, "Evaluation of a spark ignition engine cycle using first and second law analysis techniques," *Energy Conversion and Management*, vol. 34(12), pp. 1299-1314, 1993.
- [11] W. L. R. Gallo and L. F. Milanez, "Exergetic analysis of ethanol and gasoline fueled engines," *Society of Automotive Engineers*, Paper no. 920809, pp. 907-915, 1992.
- [12] H. N. Shapiro and J. H. Van Gerpen, "Two zone combustion models for second law analysis of internal combustion engines," *Society of Automotive Engineers*, Paper no. 890823, pp. 1408-1422, 1989.
- [13] F. N. Alasfour, "Butanol-a single-cylinder engine study: availability analysis," *Applied Thermal Engineering*, vol. 17(6), pp. 537-549, (1997)
- [14] J. A. Caton, "Results from the second-law of thermodynamics for a spark-ignition engine using a cycle simulation," *Fall Technical Conference of the ASME, Internal Combustion Engine Division*, 1999, p. 35-49, Ann Arbor, Michigan.
- [15] J. A. Caton, "Operation characteristics of a spark-ignition engine using the second law of thermodynamics: effects of speed and load," *SAE World Congress*, 2000, p. 1-17, Detroit, Michigan.
- [16] C. R. Ferguson, *Internal combustion engine, applied thermosciences*. New York, USA, John Wiley & Sons Inc, 1985.
- [17] C. R. Ferguson, R. M. Green and R. P. Lucht, "Unburned gas temperatures in internal combustion

- engine II: Heat release computations,” *Combustion Science and Technology*, vol. 55, pp. 63-81, 1987.
- [18] N. C. Blizard and J. C. Keck, “Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines,” *Society of Automotive Engineering*, Paper no 740191, pp. 846-864, 1974.
- [19] Ö. Gülder, “Correlations of laminar combustion data for alternative S.I. engine fuels,” *Society of Automotive Engineers*, Paper no. 841000, pp. 1-23, 1984.
- [20] I. Sezer and A. Bilgin, “Mathematical analysis of spark ignition engine operation via the combination of the first and second laws of thermodynamics,” *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical Physical and Engineering Sciences*, vol. 464, pp. 3107-3128, 2008.
- [21] I. Sezer and A. Bilgin, “Exergetic evaluation of speed and load effects in spark ignition engines,” *Oil & Gas Science and Technology*, vol. 67(4), pp. 647-660, 2012.
- [22] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Thermodynamics, an engineering approach*. 2nd Edition, New York, USA, McGraw-Hill Inc, 1994.
- [23] J. H. Van Gerpen and H. N. Shapiro, “Second law analysis of diesel engine combustion,” *Transaction of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 112, pp. 129-137, 1990.
- [24] J. A. Caton, “Results from the second-law of thermodynamics for a spark-ignition engine using a cycle simulation,” *Proceedings of the ASME-ICED Fall Technical Conference*, 1999, p. 35–49, Ann Arbor: Michigan,.
- [25] J. A. Caton, “Operation characteristics of a spark-ignition engine using the second law of thermodynamics: effects of speed and load,” *SAE World Congress*, 2000, p. 1-17, Detroit: Michigan.
- [26] T. J. Kotas, *The exergy method of thermal plant analysis*. Florida, USA, Krieger Publishing, 1995.
- [27] M. Fanhua, L. Chuanli, J. Deming and Z. Longbao, “Study on validation of turbulent entrainment combustion model for spark-ignition engines,” *Society of Automotive Engineers*, Paper no 941935, pp. 1-15, 1994.
- [28] A. A. Attar, “Optimization and Knock Modeling of Gas Fuelled Spark Ignition Engine,” PhD Thesis, University of Calgary, Alberta, Canada, 1997.