



LPG YAKITLI BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORLARDA STROK/ÇAP ORANI ETKİLERİNİN EKSERJİ ANALİZİYLE İNCELENMESİ

İsmet SEZER^{1*}

¹ Gümüşhane Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Gümüşhane

ORCID No : <http://orcid.org/0000-000-342-9172>

Anahtar kelimeler

Öz

Buji ateşlemeli motor, LPG yakıtı, strok/çap oranı, ekserji analizi, tersinmezlikler, verim

Sunulan çalışmada LPG (%100 Propan) yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda strok/çap (s/ç) oranının etkileri kullanılabilirlik (ekserji) analiziyle teorik olarak incelenmiştir. Bu amaçla iki bölgeli yanma modeline sahip sanki boyutlu bir buji ateşlemeli çevrim modeli kullanılmıştır. Çevrim modelinde yanma işlemi türbülanslı alev yayılması yaklaşımıyla, emme ve egzoz işlemleri ise basit ampirik bağıntılar kullanılarak modellenmiştir. Ekserji analizini gerçekleştirmek için kullanılan çevrim modeline termodinamiğin ikinci kanunuyla ilgili yaklaşımlar uygulanmıştır. Ekserji analizinde ısı, iş ve egzozla transfer edilen ekserjiler, tersinmezlikler, yakıt kimyasal ekserjisi, termomekanik ekserji ve toplam ekserji gibi ekserjitik terimler seçilen strok/çap oranları için hesaplanmıştır. Ayrıca, 1. ve 2. Kanun verimleri ile indike özgül yakıt tüketimi de hesaplanmıştır. Böylece, buji ateşlemeli LPG yakıtlı motorlarda s/ç oranının ekserjitik terimler, 1. ve 2. Kanun verimleri ve indike özgül yakıt tüketimi üzerindeki etkileri belirlenmiştir. Çalışma sonuçları, LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda s/ç oranının artırılmasının ısı kayıpları ve tersinmezlik değerlerini ve indike özgül yakıt tüketimini azalttığını, çevrim işi, egzoz gazlarıyla kaybedilen ekserji, 1. Kanun verimini ve 2. Kanun verimini artırdığını göstermiştir. LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda strok/çap oranının 0,7 değerinden 1,3 değerine çıkarılması ısı kayıplarını %10,67, tersinmezlikleri %1,89 ve indike özgül yakıt tüketimini %3,91 oranlarında azaltırken işle transfer edilen ekserjiyi %4,12, egzozla kaybedilen ekserjiyi %2, 1. Kanun verimini %4,07 ve 2. Kanun verimini %4,08 oranlarında artırmıştır.

* isezer@gumushane.edu.tr
doi : 10.46399/muhendismakina.1257235

INVESTIGATION OF STROKE/BORE RATIO EFFECTS IN LPG FUELLED SPARK IGNITION ENGINES VIA EXERGY ANALYSIS

Keywords

Spark ignition engine, LPG, stroke/bore ratio, exergy analysis, irreversibilities, efficiency

Abstract

This study investigates theoretically the effects of stroke/bore (s/b) ratio with availability (exergy) analysis in LPG (100% Propane) fuelled spark ignition (SI) engines. For this purpose, a two-zone quasi-dimensional cycle model of SI engines has been used. The combustion process is simulated as turbulent flame entrainment model, the intake and exhaust processes is simulated by using the simple empirical equations in the cycle model. The principles of the second law of thermodynamics were applied to the cycle model in order to perform the exergy analysis. In the exergy analysis, the exergetic terms such as the exergies transferred by heat, work and exhaust, irreversibilities, fuel chemical exergy, thermomechanical exergy and total exergy were calculated for the selected s/b ratios. In addition, the first and second law efficiencies and indicated specific fuel consumption were also calculated. Thus, the effects of s/b ratio on the exergetic terms, the first and second law efficiencies and indicated specific fuel consumption were determined for LPG fuelled SI engines. The results of the study showed that the increase of the s/b ratio reduces the values of the heat losses, irreversibility and indicated specific fuel consumption, increases the cycle work, exergy losses by exhaust gasses with the first and second law efficiencies in SI engines. The increasing of stroke/bore ratio from 0.7 to 1.3 in LPG fuelled SI engines decreases the heat losses by 10.67%, irreversibilities by 1.89% and indicated specific fuel consumption by 3.91%, while it increases exergy transfer with work by 4.12%, exergy losses with exhaust gasses by 2%, the first law efficiency by 4.07% and the second law efficiency by 4.08%, respectively.

Araştırma Makalesi

Başvuru Tarihi : 27.02.2023

Kabul Tarihi : 11.01.2024

Research Article

Submission Date : 27.02.2023

Accepted Date : 11.01.2024

Extended Abstract

Introduction

The design parameters such as compression ratio, combustion chamber geometry, valve design, cam profile, spark plug position, stroke/bore (s/b) ratio significantly affect the engine characteristics i.e. combustion, engine performance, fuel consumption and exhaust emissions in internal combustion engines (ICEs). Therefore, a large number of studies were performed to examine the effects of these design parameters on engine characteristics i.e. combustion, engine performance, fuel consumption and exhaust emissions. In most of these studies, it was tried to contribute to the development of the ICEs by using thermodynamic-based cycle models, usually dimensionless or quasi-dimensional, in order to determine the characteristics of ICEs. The methods based on the first law of thermodynamics were used in dimensionless or quasi-dimensional thermodynamic cycle models to determine the characteristics of ICEs in the cycle models. However, it was clearly understood in recent years that the first law of thermodynamics is not sufficient for the modeling of the ICEs operations and this method can often give the inaccurate results. For this reason, it is seen that the second law of thermodynamics has been began to used widely with the first law of thermodynamics in the studies on ICEs in recent years. The investigation of a thermodynamic process and system by means of the second law of thermodynamics is called as second law (exergy or availability) analysis. Exergy analysis can be very useful since it allows the determination of irreversibility and losses in a system or process. In this way, the efficiency of the system can be determined in realistic and the processes or regions that cause to decrease in the efficiency of the system can be determined, and so, the system can be made more efficient. On the other hand, LPG is mostly used alternative fuel in spark ignition (SI) engines due to it is abundant and cheap. Therefore, variation of the effects of stroke/bore (s/b) ratio with exergy analysis in LPG (100% Propane) fuelled SI engines were investigated in this study

Objectives/Research Purpose

The main objective of this study is to investigate the stroke/bore effects in LPG fuelled spark ignition (SI) engines. It can be seen that a large number of studies have been carried out especially for the application of exergy analysis to the SI engines in recent years. However, the studies on the exergy analysis applied to the ICEs have not examined the effects of the stroke/bore ratio by means of exergy analysis. Therefore, this study intends to contribute to the literature by investigating the effects of the stroke/bore ratio in LPG fuelled SI engines by means of exergy analysis.

Methods/Methodology

A two-zone quasi-dimensional cycle model of SI engines was used in this study. The combustion process is simulated as turbulent flame entrainment model, intake and exhaust processes was simulated by using the simple empirical equations in the cycle model. The principles of the second law of thermodynamics were applied to the cycle model to perform the exergy analysis. In the exergy analysis, the exergetic terms such as the exergies transferred by heat, work and exhaust, irreversibilities, fuel chemical exergy, thermomechanical exergy and total exergy were calculated for the selected stroke/bore ratios. The first and second law efficiencies and indicated specific fuel

consumption were also calculated. Thus, the effects of stroke/bore ratio on the exergetic terms, the first and second law efficiencies and indicated specific fuel consumption were determined for LPG fuelled SI engines.

Results/Findings

The results of the study showed that the increase of the stroke/bore ratio generally reduced the irreversibilities sourced from the heat losses and combustion, increased the cycle work (also exergy transfer with work) and the first and second law efficiencies, and decreased the indicated specific fuel consumption in LPG fuelled SI engines.

Discussion and Conclusions

Within the scope of the study, it was seen that the increasing of the stroke/bore ratio from 0.7 to 1.3 in LPG fuelled SI engines decreased the heat losses, irreversibilities and indicated specific fuel consumption are about 10.67%, 1.89% and 3.91%, respectively, while it increased the exergy transfer with work, the first law efficiency and the second law efficiency about 4.12%, 4.07% and 4.08%, respectively. According to these results; it can be said that increasing of the stroke/bore ratio up to a certain value increases the useful work obtained from the engine by reducing the some exergetic losses, thus the engine can be operated more efficiently and economically.

1. Giriş

İçten yanmalı motorlarda sıkıştırma oranı, yanma odası geometrisi, supap tasarımı, kam profili, buji konumu, strok/çap (s/ç) oranı gibi tasarım parametreleri yanma, motor performansı, yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları gibi motor karakteristiklerini 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 (Poulos ve Heywood, 1983; Hu, Whitelaw ve Vafidis, 1992; Sung ve Jun, 1997; Filipi ve Assanis, 2000; Sher ve Bar-Kohany, 2002). Bu çalışmaların çoğunda söz konusu motor karakteristiklerini belirlemek için genellikle boyutsuz veya sanki boyutlu termodinamik esaslı çevrim modelleri kullanılarak motorların geliştirilmesine katkı sağlanmaya 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 motorların çalışmasını modellemede ve karakteristiklerini belirlemede yetersiz kalmakta ve yanıltıcı sonuçlar verebilmektedir (Caton, 2002; Rakopoulos ve Giakoumis, 2006). Bu nedenle, özellikle son yıllarda içten yanmalı motorlara yönelik yapılan çalışmalarda TD1K ile birlikte termodinamiğin ikinci kanunun (TD2K) da yaygın şekilde kullanılmaya başladığı görülmektedir. Bir termodinamik sürecin veya sistemin TD2K'na dayalı yaklaşımlar kullanılarak incelenmesine ekserji veya kullanılabilirlik analizi adı verilmektedir. Ekserji analizi bir sistem veya süreçteki tersinmezliklerin ve kayıpların belirlenebilmesine imkan 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 çalışabilecek hale getirilebilmektedir (Moran ve Shapiro, 2000). Bu nedenlerle, diğer alanlara benzer şekilde içten yanmalı motorlarda da ekserji analizine yönelik çalışmalar son yıllarda hızlı bir şekilde artış göstermiştir. İçten yanmalı motorlarda ekserji analizinin kullanıldığı çalışmaların sonuçlarının bir arada toplandığı bir derleme çalışması Caton (2000) tarafından ve daha kapsamlı başka bir derleme çalışması ise Rakopoulos ve Giakoumis (2006) 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 (Shapiro ve Van Gerpen, 1989; Gallo ve Milanez, 1992; Rakopoulos, 1993; Alasfour, 1997; Caton, 1999; Caton, 2000). Ancak, alternatif yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda ekserji analizinin uygulanmasına yönelik literatürde bulunan çalışmalarda s/ç oranının etkileri incelenmemiştir. Bu nedenle, sunulan çalışmada LPG (%100 Propan) yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda s/ç oranının değişiminin etkileri ekserji analizi

ile incelenerek literatüre katkı sağlanması amaçlanmıştır. Yakıt-hava karışımı ve yanmış gazların özelliklerinin belirlenmesinde kullanılan katsayılar literatürde sadece saf propan için verildiğinden çalışmada LPG olarak %100 propan kullanılmıştır.

2. Materyal ve Metot

2.1 Çevrim Modeli ve Temel Bağıntılar

Sunulan çalışmada Ferguson (1985) 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. $A = \frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta}$,

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

$$D = x_b \left[\frac{v_b^2}{C_{pb} T_b} \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right)^2 + \frac{v_b}{p} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln p} \right], E = (1 - r_{bmf}) \left[\frac{v_u^2}{C_{pu} T_u} \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right)^2 + \frac{v_u}{p} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln p} \right]. \quad (4)$$

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

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

Ayrıca, çevrimde iş ve ısı kayıpları sırasıyla aşağıdaki bağıntılarla belirlenir.

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

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

Yukarıdaki bağıntılarda; A_b ve A_u sırasıyla yanmış ve yanmamış gazların temasta bulunduğu yüzey alanları olup sayısal değerleri geometrik alt model yardımıyla hesaplanmakta, açılmal 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 $T_{cw} = 350$ K ve $R_w = 0,01$ K/W değerleri kullanılmıştır (Ferguson, Gren ve Lucht, 1987).

Yanma olayının modellenmesinde ise yanma işlemi başladıktan sonra yanma odasında yanmış ve yanmamış bölgeler olmak üzere iki bölgenin oluştuğu ve türbülanslı alev cephesinin yanma odası içerisinde küresel olarak ilerlediği varsayımıyla kütesel yanma oranı Blizard ve Keck (1974) tarafından verilen aşağıdaki bağıntılardan belirlenmiştir.

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

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

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

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

Kütlesel 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 (1984) tarafından verilen aşağıdaki denklemlerden 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 (Gülder, 1984). $U_{L,0}$ 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 (Gülder, 1984) ψ katsayısının $0 \leq f \leq 0,3$ aralığında 2,5 olarak alınması önerilmektedir. Burada; f bir önceki çevrimden silindirde kalan artık egzoz gazlarının kütle oranıdır.

Çevrim modeli, yanma modeli ve geometrik model hakkında daha detaylı bilgi

literatürde bulunabilir (Ferguson, 1985; Sezer ve Bilgin, 2008; Sezer ve Bilgin, 2012).

2.2 Ekserji (Kullanılabilirlik) Kavramı ve Bağlılıkları

TD2K, entropinin artışı ilkesine dayalı olup bir sistemin entropi değişimi aşağıdaki gibi ifade edilir (Cengel ve Boles, 1994; Moran ve Shapiro, 2000).

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

(11)'de; S_{in} sistemde iç tersinmezlikler nedeniyle üretilen entropidir.

TD1K ve TD2K birleşimi ile kapalı sistem için ekserji (kullanılabilirlik) bağıntısı aşağıdaki gibi ifade edilir (Cengel ve Boles, 1994; Moran ve Shapiro, 2000).

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

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

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 (Van Gerpen ve Shapiro, 1990; Caton, 2000; Rakopoulos ve Giakoumis, 2006). 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 (Van Gerpen ve Shapiro, 1990; Moran ve Shapiro, 2000; Rakopoulos ve Giakoumis, 2006).

$$X_{\text{tm}} = E_{\text{tot}} + p_0 V - T_0 S - \sum m_i \mu_{0,i} \quad (22)$$

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 denge 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 ulaşıncaya kadar ek iş elde edilebilir. Bu şekilde sınırlı ölü haldeki bir sistemden elde edilebilecek maksimum teorik işe kimyasal ekserji de-

nir ve aşağıdaki gibi belirlenir (Van Gerpen ve Shapiro, 1990; Moran ve Shapiro, 2000; Rakopoulos ve Giakoumis, 2006)..

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

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

Kapalı bir sistem için kullanılabilirlik veya ekserji dengesi ise aşağıdaki gibi ifade edilir (Caton, 1999; Caton, 2000).

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

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 dikkate alınarak aşağıdaki gibi yazılabilir (Sezer ve Bilgin, 2008; Sezer ve Bilgin, 2012).

$$\frac{dX}{d\theta} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \frac{dQ}{d\theta} - \left(\frac{dW}{d\theta} - P_0 \frac{dV}{d\theta}\right) + \frac{m_f}{m_{tot}} \frac{dr_{bmf}}{d\theta} x_{f,ch} - \frac{dI_{comb}}{d\theta} \quad (25)$$

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 ve gaz yakıtlar için Kotas (1995) tarafından verilen aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

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

Eşitlik (26)'de; Q_{LHV} yakıtın alt ısıl değeri olup aşağıda verilen Mendeleyev bağıntısından hesaplanır (Moran ve Shapiro, 2000).

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

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

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

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

Eşitlik (28)'de; S_{comb} yanma işlemi nedeniyle üretilen entropi olup aşağıdaki gibi hesaplanır (Sezer ve Bilgin, 2008)

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

Çevrim modelinde yanma ve ısı geçişinden kaynaklanan toplam tersinmezlikler ise aşağıdaki gibi belirlenir (Sezer ve Bilgin, 2008).

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

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 (Ferguson, 1985).

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

2. Kanun verimi ise işle transfer edilen ekserji (X_w) kullanılarak aşağıdaki gibi belirlenir (Sezer ve Bilgin, 2008).

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

3. Sayısal Uygulamalar

3.1 Bilgisayar Programı ve Çözüm Metodu

İstenen büyüklüklerin hesaplanabilmesi için buji ateşlemeli motor çevrimi için FORTRAN program dilinde bir bilgisayar programı yazılmıştır. Bu programda r_{comp} , n , ϕ , r_{sp} , θ_{st} , yakıt özellikleri ve dış ortam basınç 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 ve yanmış ve yanmamış gazların termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için ilk olarak Ferguson (1985) tarafından geliştirilen FARG ve ECP alt programları yeniden düzenlenerek kullanılmıştır. Çevrim modelinin ve bilgisayar programının güvenilirliği sağlayabilmek için hesaplanan de-

ğerler hata analizinde aşağıdaki bağıntularla kontrol edilmiştir (Sezer ve Bilgin, 2008; Sezer ve Bilgin, 2012).

$$\varepsilon_1 = 1 - [vm/V] \quad (34)$$

$$\varepsilon_2 = 1 + [W/\Delta(me_{in}) + Q_w] \quad (35)$$

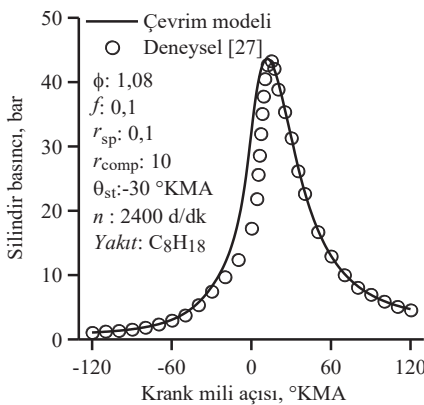
ε_1 ve ε_2 hata değerleri 10^{-4} seviyesinde tutularak bilgisayar programının güvenilirliği sağlanmıştır.

3.2 Modelin Güvenirliliği

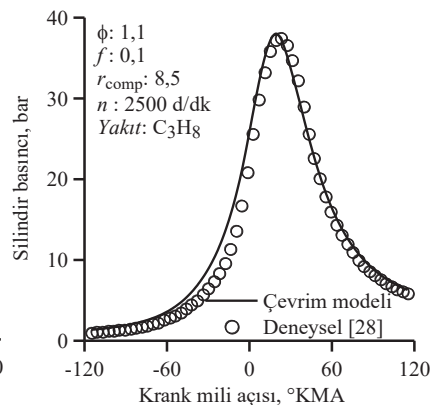
Kullanılan çevrim modelinin güvenilirliğini göstermek amacıyla özellikleri Tablo 1’de verilen motorlar için literatürden elde edilen deneysel verilerle modelden elde edilen sonuçlar Şeki 1 (a) ve (b)’de karşılaştırılmıştır. Şeki 1 (a) ve (b)’de görüldüğü gibi modelden elde edilen silindir basıncı ve kütesel yanma oranı değerleri deneysel verilerle uyum içerisinde olup kullanılan çevrim modelinin motor karakteristiklerinin belirlenmesi ve parametrik çalışma yapılması için yeterli güvenilirliğe sahip olduğu söylenebilir.

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]	7	0,0	76,2	111,25	220	30	4,2



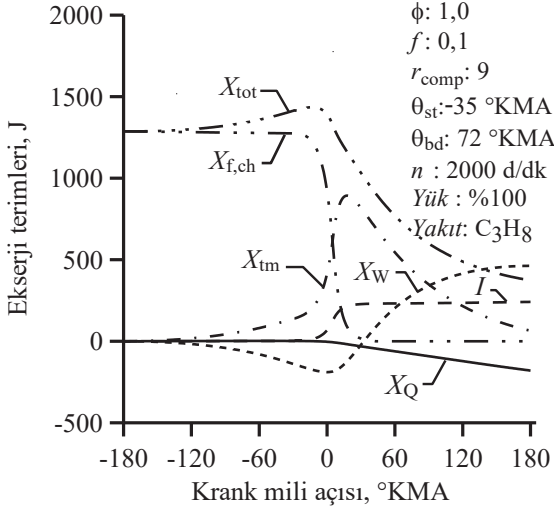
(a)



(b)

Şeki 1. Modelden elde edilen verilerin deneysel verilerle karşılaştırılması

4. Bulgular ve Tartışma

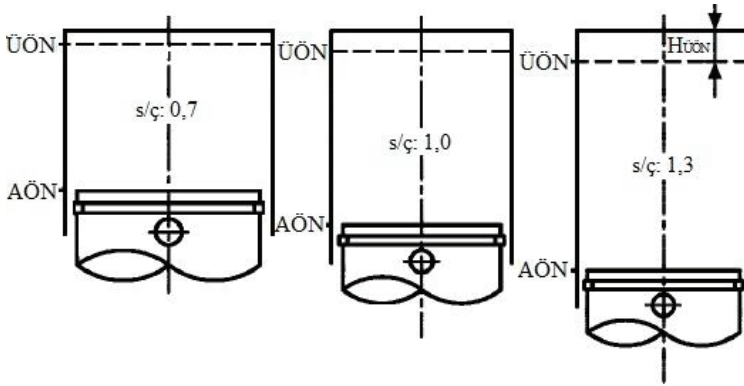


Şekil 2. Ekserji terimlerinin krank mili açısı ile değişimleri

Şekil 2'de 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 nokta (ÜÖN)'dan 35 °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 olmamakta, ancak tersinmezlikler (I) yanmanın başlamasıyla hızlı bir şekilde artmaya başlamaktadır. Ayrıca, yanma işleminin başlamasıyla yakıtın kimyasal enerjisinin ısıya dönüşmesi sebebiyle $X_{f,ch}$ 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 silindirdeki gazlardan silindir duvarlarına olan ısı transferi sonucu I da artmaya devam etmektedir. Yanma işlemi 37 °KMA'da sona erdiğinde genişleme süreci piston alt ölü nokta (AÖN)'ya ininceye kadar devam etmektedir. 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 taşıdığı ekserji egzoz gazlarıyla birlikte dışarı atılmakta olup egzoz gazlarıyla transfer edilen ekserji (X_{exh}) olarak isimlendirilmektedir. Grafikte verilen çalışma koşullarında X_Q , X_w , I ve X_{exh} gibi ekserji büyüklüklerinin silindire giren yakıt ekserjisi içindeki dağılımları sırasıyla %13,97, %35,91, %18,73 ve %29,02 olarak elde edilmiştir.

Tablo 2. Ekserji analizinde kullanılan motorların özellikleri [3]

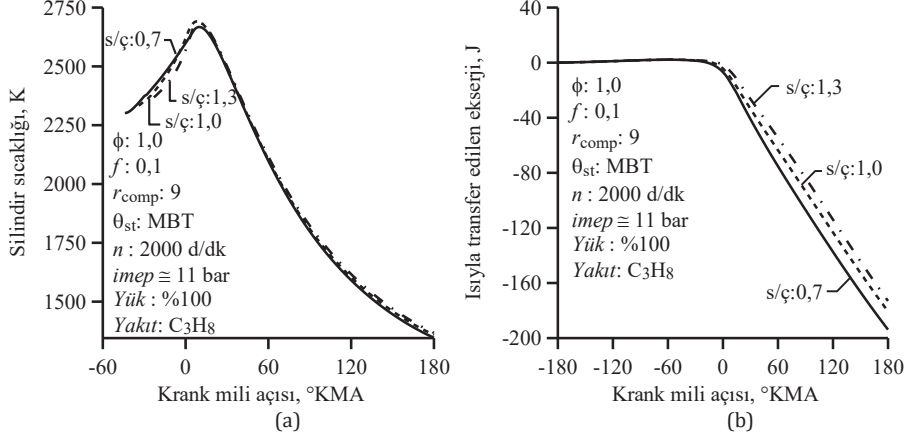
s/ç oranı	0,7	1,0	1,3
Strok uzunluğu (l_s), mm	62,8	79,5	95,5
Çap (b), mm	90	80	73
Biyel boyu (l_{cr}), mm	126	159	191
Sıkıştırma oranı (r_{comp})	9	9	9
Emme supabı çapı (d_{intval}), mm	39,4	35	32
Emme supabı maksimum açılma miktarı (l_{intval}), mm	7,7	8,95	8,17
Strok hacmi (V_s), cm^3	400	400	400



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

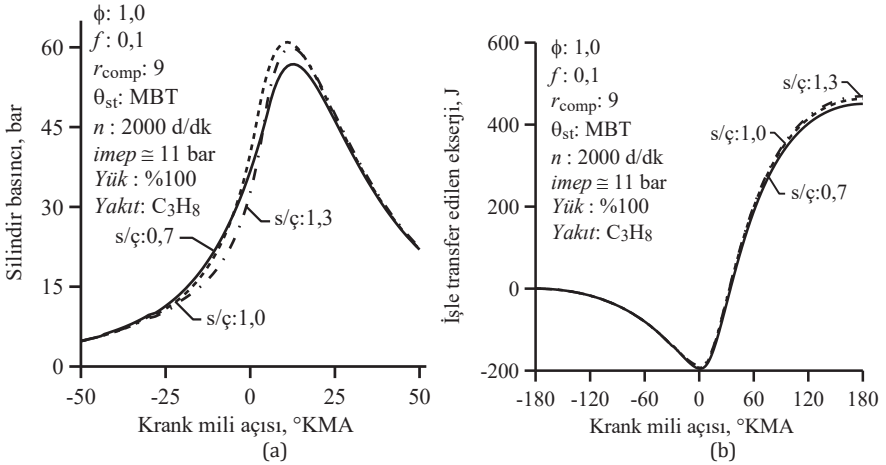
Ekserji analizinde, Tablo 2’de boyutları ve Şekil 3’de geometrileri verilen aynı strok hacmine (400 cm^3) fakat farklı s/ç oranlarına sahip motorlar kullanılmıştır. Şekil 4(a)’da yanma işleminin başlamasıyla silindir içindeki gazların sıcaklığının ve Şekil 4(b)’de ısıyla transfer edilen ekserjinin strok/çap oranına bağlı olarak 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 değişimlerden kaynaklandığı düşünülmektedir. Şekil 4(a)’da görüldüğü gibi strok/çap oranı arttıkça ateşleme zamanının da değişimiyle başlangıçta silindirde daha düşük sıcaklık değerleri ortaya çıkmasına rağmen genişleme sürecinde artan s/ç oranı ile silindir içindeki gazların sıcaklığı da yükselmiştir. Diğer taraftan, yanma süreleri 0,7, 1,0 ve 1,3 strok/çap oranları için sırasıyla 96, 74 ve 60 °KMA olarak elde edilmiş olup verilen bu yanma süresi silindirdeki tüm yakıtın yanmasını yani %0-100 kütleli yanma oranı aralığını kapsamaktadır. Yanma süresinin uzaması yüksek sıcaklıktaki gaz-

ların silindir içerisinde daha uzun süre kalmasının doğal bir sonucu olarak silindir duvarlarından olan ısı geçişinin ve dolayısıyla ısıyla transfer edilen ekserjinin artmasına neden olmaktadır. İncelenen LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için $s/\ç=0,7$ ile elde edilen değerle kıyaslandığında ısıyla transfer edilen ekserji $s/\ç=1,0$ ve $1,3$ için %6,81 %10,67 oranlarında azalmıştır.



Şekil 4. Strok/Çap oranının a) silindir sıcaklığının ve b) ısıyla transfer edilen ekserjinin değişimine etkisi

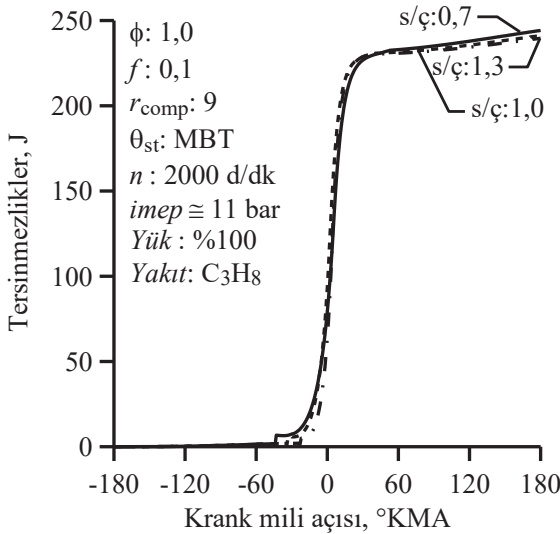
Şekil 5(a) silindir basıncının ve Şekil 5(b)'de işle transfer edilen ekserjinin strok/çap oranına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi işle transfer



Şekil 5. Strok/Çap oranının a) silindir basıncının ve b) işle transfer edilen ekserjinin değişimine etkisi

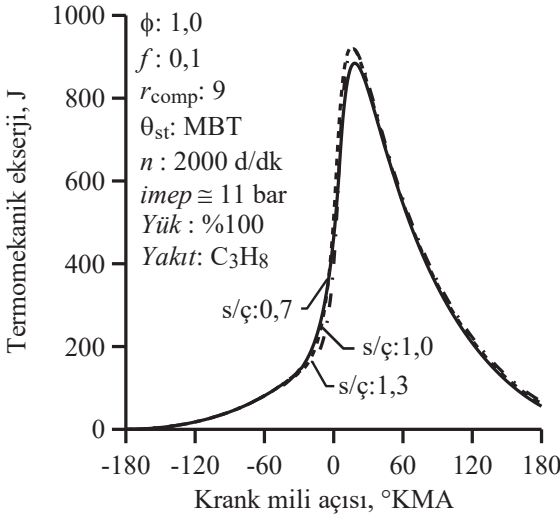
edilen ekserji artan strok/çap oranı ile artmakta ve $s/\ç=1,3$ için en yüksek değere ulaşmaktadır. İşle transfer edilen ekserjideki bu artışın strok/çap oranı arttıkça strok uzunluğundaki artıştan ve silindir içi basıncın değişimden kaynaklandığı düşünülmektedir. Strok uzunlunun artması genişleme sürecinde elde edilen yararlı iş ve dolayısıyla işle transfer edilen ekserjinin artmasını sağlamıştır. Ayrıca, Şekil 5(a) görüldüğü gibi strok/çap oranı arttıkça silindir basıncının özellikle yanmanın ilerleyen safhasında ve genişleme sürecinde daha yüksek değerler almasının çevrim işinin dolayısıyla işle transfer edilen ekserjinin artmasına katkı sağladığı düşünülmektedir. İncelenen LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için $s/\ç=0,7$ ile elde edilen değerle kıyaslandığında işle transfer edilen ekserji $s/\ç=1,0$ ve $s/\ç=1,3$ için sırasıyla %2,69 ve %4,12 oranlarında artmıştır.

Şekil 6'da tersinmezliklerin strok/çap oranına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi tersinmezlikler artan strok/çap oranı ile azalmakta ve $s/\ç=1,3$ 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 artmasıyla artmaktadır [10]. Bu etkiler nedeniyle, strok/çap oranının artmasıyla tersinmezlikler azalmaktadır. İncelenen LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için $s/\ç=0,7$ ile elde edilen değerle kıyaslandığında tersinmezlikler $s/\ç=1,0$ ve $s/\ç=1,3$ için sırasıyla %1,25 ve %1,89 oranlarında azalmıştır.



Şekil 6. Strok/Çap oranının tersinmezliklerin değişimine etkisi

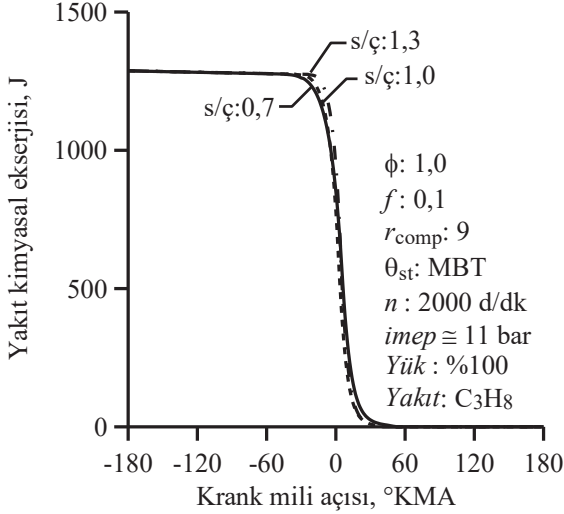
Şekil 7’de termomekanik ekserjinin strok/çap oranına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi termomekanik ekserji artan strok/çap oranı ile yanma ilk sürecinde ateşleme zamanının değişmesiyle azalmakta ancak yanmanın ilerleyen safhasında ve genişleme sürecinde artmaktadır. Böylece, $s/\ç=1,0$ için yanma sürecinin ilk aşamasında en yüksek termomekanik ekserji değerine ulaşılırken ve genişleme sürecinin sonunda $s/\ç=1,0$ için en yüksek termomekanik ekserji değerine ulaşılmıştır. Strok/çap oranına bağlı olarak termomekanik ekserjideki bu değişimin 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 ateşleme zamanının geciktirilmesi sonucu yanma sürecinin başlangıcında daha düşük silindir basıncı ve sıcaklığının ortaya çıkmasının yanmanın ilerleyen safhasında ve genişleme sürecinde ise yanma işleminin daha geç tamamlanması daha yüksek basınç ve sıcaklıkların ortaya çıkmasını sağlamaktadır. Bunun sonucunda, strok/çap oranı arttıkça termomekanik ekserji yanma sürecinin başlangıcında azalırken yanmanın ilerleyen safhasında ve genişleme sürecinde artmaktadır.



Şekil 7. Strok/Çap oranının termomekanik ekserjinin değişimine etkisi

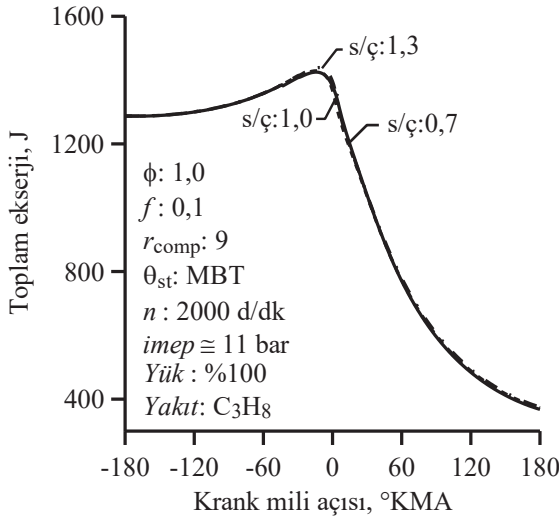
Şekil 8’de yakıt kimyasal ekserjisinin strok/çap oranı ile değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi silindire giren yakıt miktarı yaklaşık aynı olduğundan yakıt kimyasal ekserjisi sıkıştırma sürecinde strok/çap oranı ile değişmemektedir. Yanma sürecinde ise strok/çap oranının değişimi ile ateşleme zamanının ve yanma sürelerinin farklı değerler almasına nedeniyle yakıt kimyasal ekserjisinde farklı değişimler görülmektedir. Ancak, bu çalışmada stokiyometrik yakıt-hava

karışımı kullanıldığından yanma işlemi sonunda yanmamış yakıt kalmadığından yanmanın sona ermesiyle tüm strok/çap oranları için yakıt kimyasal ekserjisi sıfır olmaktadır.



Şekil 8. Strok/Çap oranının yakıt kimyasal ekserjisinin değişimine etkisi

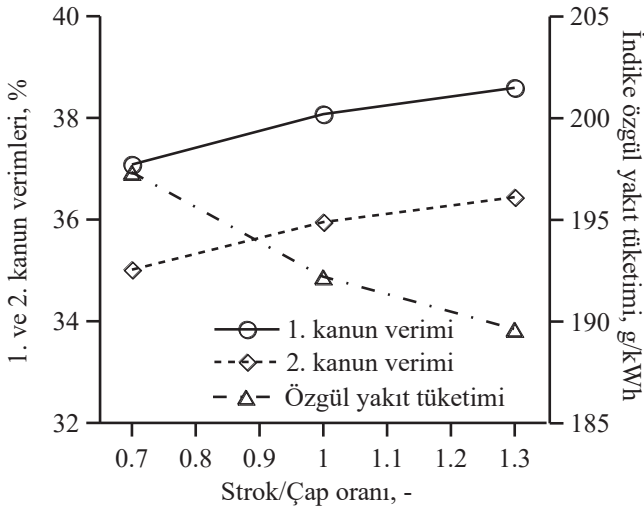
Şekil 9'da toplam ekserjisinin strok/çap oranına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma sürecinde strok/çap oranına bağlı olarak toplam ekserjideki değişim oldukça düşük seviyededir. Ancak, strok/çap oranının



Şekil 9. Strok/Çap oranının toplam ekserji değişimine etkisi

artmasıyla ateşleme zamanının değişmesi ve yanma süresinin kısılması sonucu yanma ilerleyen safhasında ve genişleme sürecinde toplam ekserji strok/çap oranının artmasıyla artmaktadır. Toplam ekserjideki bu değişim termomekanik ekserji ve yakıt kimyasal ekserjisindeki değişimlerin kombinasyonu olup genişleme süreci sonunda egzozla transfer edilen ekserji artan strok çap oranı ile artmıştır. İncelenen LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için $s/\ç=0,7$ ile elde edilen değerle kıyaslandığında egzozla transfer edilen ekserji $s/\ç=1,0$ ve $s/\ç=1,3$ için sırasıyla %1,21 ve %2 oranlarında artmıştır.

Şekil 10'da 1.ve 2. Kanun verimlerinin ve özgül yakıt tüketiminin strok/çap oranına bağlı olarak verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi artan strok/çap oranı ile 1.ve 2. Kanun verimleri artarken indike özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Eşitlik (32) ve (33)'ten görüleceği gibi 1. ve 2. Kanun verimlerindeki artışların artan strok/çap oranına bağlı olarak motordan elde edilen işin ve işle transfer edilen ekserjinin artmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. İncelenen LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için $s/\ç=0,7$ ile elde edilen değerlerle kıyaslandığında $s/\ç=1,0$ ve $s/\ç=1,3$ için 1. Kanun verimi %2,67 ve %4,07 oranlarında ve 2. Kanun verimi %2,67 ve %4,08 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 LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için $s/\ç=0,7$ ile elde edilen değerlerle kıyaslandığında indike özgül yakıt tüketimi $s/\ç=1,0$ ve $s/\ç=1,3$ için sırasıyla %2,6 ve %3,91 oranlarında azalmıştır.



Şekil 10. Strok/Çap oranının a) 1. ve 2. Kanun verimlerine ve b) indike özgül yakıt tüketimine etkisi

5. Sonuçlar

Bu çalışmada LPG (%100 Propan) yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda strok/çap oranının etkilerinin ekserji analizi ile teorik olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla, buji ateşlemeli motorlar için iki bölgeli sanki boyutlu bir çevrim modeli geliştirilmiş ve kullanılmıştır. Bu model kullanılarak, strok/çap oranının ekserjetik terimlerin, birinci ve ikinci kanun verimlerinin ve özgül yakıt tüketiminin değişimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmada elde edilen bulguların ışığında aşağıdaki sonuçlar özetlenebilir.

- Ekserji analizi farkı çalışma koşullarında enerji dönüşümü ve transfer süreçleri arasındaki etkileşimlerin daha iyi anlaşılmasını ve çevrim süresince kaybedilen faydalı iş potansiyelinin 1. Kanun (enerji) analizinden daha gerçekçi ve detaylı bir şekilde belirlenmesini sağlayarak motorun performansı ve veriminin iyileştirilmesi için yeni yöntemler gösterebilmektedir.
- İncelenen LPG 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 değeri için elde edilen verilerle kıyaslandığında strok/çap oranının 1,3 değerine artırılması durumunda işle transfer edilen ekserji yaklaşık %4,12 oranında artmış ısı ile transfer edilen ekserji ise yaklaşık %10,67 oranında azalmıştır.
- İncelenen LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için strok/çap oranının artırılması tersinmezliklerin azalmasını sağlarken egzozla transfer edilen ekserji kayıplarının artmasına neden olmuştur. Strok/çap oranının 0,7 değeri için elde edilen verilerle kıyaslandığında strok/çap oranının 1,3 değerine artırılması durumunda tersinmezlikler yaklaşık %1,89 oranında azalmış egzozla transfer edilen ekserji ise yaklaşık %2 oranında azalmıştır.
- İncelenen LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorlar için strok/çap oranının artırılması 1. ve 2. Kanun verimlerinin artmasını indike özgül yakıt tüketiminin ise azalmasını sağlamıştır. Strok/çap oranının 0,7 değeri için elde edilen verilerle kıyaslandığında strok/çap oranının 1,3 değerine artırılması durumunda 1. ve 2. Kanun verimleri sırasıyla %4,07 ve %4,08 oranlarında artmış indike özgül yakıt tüketimi ise yaklaşık %3,91 oranında azalmıştır.
- Bu sonuçlara göre; LPG yakıtlı buji ateşlemeli motorlarda strok/çap oranının belirli bir değere kadar artırılmasının bazı ekserji kayıplarının azalmasını sağlayarak motordan elde edilebilecek faydalı işi artırdığı, böylece motorun daha verimli ve yakıt tüketimi açısından daha ekonomik çalışmasının sağlanabileceği söylenebilir. Ancak, strok/çap oranının artması durumunda daha iyi sonuçlar elde edebilmek için ateşleme avansı ve diğer işletme özellikleri-

nin uygun şekilde ayarlanması gerektiği düşünülmektedir. Ayrıca, strok/çap oranının artırılmasının motorun boyutlarında dolayısıyla kütlede değişime neden olabileceği bu durumda bir optimizasyon çalışmasının gerekli olabileceği düşünülmektedir.

Kısaltma ve 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 gazlarının kütle oranı, boyutsuz
h	:	Özgül entalpi, J/kg
I	:	Tersinmezlikler, J
$imep$:	Ortalama indike basınç, bar
l_{cr}	:	Biyel uzunluğu, mm
l_{intval}	:	Emme supabı maksimum açılma miktarı, mm
l_s	:	Strok uzunluğu, mm
KMA	:	Krank mili açısı, °
LPG	:	Sıvılaştırılmış petrol gazı
m	:	Kütle, kg
MBT	:	Maksimum torku veren ateşleme avansı, °
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
s/ζ	:	strok/çap oranı, boyutsuz
Q_w	:	Silindir duvarlarından olan ısı geçişi, J
Q_{LVH}	:	Alt ısıl değer, kJ/kg
T	:	Mutlak sıcaklık, K
TD1K	:	Termodinamiğin 1. Kanunu
TD2K	:	Termodinamiğin 2. Kanunu

U	:	Hız, m/s
v	:	Özgül hacim, m ³ /kg
V	:	Hacim, m ³
W	:	İş, J
x	:	özüml ekserji veya Kullanılabilirlik, J/kg
X	:	Ekserji veya Kullanılabilirlik, J
X_{exh}	:	Egzoz gazlarıyla transfer edilen ekserji, J
$X_{\text{f,ch}}$:	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

Alt indisler

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	:	laminer
n	:	piston tablası
pot	:	potansiyel
T	:	türbülanslı
tot	:	toplam
u	:	yanmamış
w	:	duvar

Araştırmacıların Katkısı

Makale tek yazarlı olduğu için tüm katkı yazara aittir.

Çıkar Çatışması

Makale tek yazarlı olduğu için herhangi bir çıkar çatışması söz konusu değildir.

Kaynakça

- Alasfour, F. N. (1997). Butanol-a single-cylinder engine study: availability analysis. *Applied Thermal Engineering*, 17(6), 537-549. Doi: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(96\)00069-5](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(96)00069-5)
- Blizard, N. C., & Keck, J. C. 1974. Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines. *Society of Automotive Engineering*, SAE paper no 740191, 846-864. Doi: <https://doi.org/10.4271/740191>
- Caton, J. A. (1999). *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, 35-49, Ann Arbor, Michigan.
- Caton, J. A. (2000). *A review of investigations using the second law of thermodynamics to study internal-combustion engines*. SAE World Congress, 1-15, Detroit, Michigan.
- Caton, J. A. (2000). *Operation characteristics of a spark-ignition engine using the second law of thermodynamics: effects of speed and load*. SAE World Congress, 1-17, Detroit, Michigan.
- Caton, J. A. (2002). *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, 1-19, New Orleans, Los Angeles.

- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (1994). *Thermodynamics, an engineering approach*. 2nd Edition, New York, USA, McGraw-Hill Inc.
- Fanhua, M., Chuanli, L., Deming, J., & Longbao, Z. 1994. Study on validation of turbulent entrainment combustion model for spark-ignition engines. Society of Automotive Engineers, SAE paper no 941935, p. 1-15. Doi: <https://doi.org/10.4271/941935>
- Ferguson, C. R. (1985). *Internal combustion engine, applied thermosciences*. New York, USA, John Wiley & Sons Inc.
- Ferguson C. R., Green R. M., & Lucht, R. P. 1987. Unburned gas temperatures in internal combustion engine II: Heat release computations. *Combustion Science and Technology*, 55, 63-81. Doi: <https://doi.org/10.1080/00102208708947071>
- Filipi, Z. S., & Assanis, D. N. 2000. 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*, 1(2), 191-208. Doi: <https://doi.org/10.1243/1468087001545137>
- Gallo, W. L. R., & Milanez, L. F. 1992. Exergetic analysis of ethanol and gasoline fueled engines. Society of Automotive Engineers, SAE paper no. 920809, 907-915. Doi: <https://doi.org/10.4271/920809>
- Gülde, Ö. 1984). Correlations of laminar combustion data for alternative S.I. engine fuels. Society of Automotive Engineers; SAE paper no. 841000, 1-23. Doi: <https://doi.org/10.4271/841000>
- Hu, Z., Whitelaw, J. H., & Vafidis, C. 1992. Flame propagation studies in a four-valve pentroof-chamber spark ignition engine. Society of Automotive Engineering, SAE paper no. 922321, 1-11. Doi: <https://doi.org/10.4271/922321>
- Kotas, T. J. (1995). *The exergy method of thermal plant analysis*. Florida, USA, Krieger Publishing.
- Moran, M. J., & Shapiro H. N. (2000). *Fundamentals of engineering thermodynamic*. New York, USA, John Wiley & Sons Inc.
- Poulos, S. G., & Heywood, J. B. 1983. The effect of chamber shape on spark ignition engine combustion. Society of Automotive Engineering, SAE paper no. 830334, 1-24. Doi: <https://doi.org/10.4271/830334>
- Rakopoulos, C. D. 1993. Evaluation of a spark ignition engine cycle using first and second law analysis techniques. *Energy Conversion and Management*, 34(12), 1299-1314. Doi: [https://doi.org/10.1016/0196-8904\(93\)90126-U](https://doi.org/10.1016/0196-8904(93)90126-U)
- Rakopoulos, C. D., & Giakoumis, E. G. 2006. Second law analyses applied to in-

- ternal combustion engines operation. *Progress in Energy and Combustion Science*, 32(1), 2–47. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2005.10.001>
- Shapiro H. N., & Van Gerpen, J. H. 1989. Two zone combustion models for second law analysis of internal combustion engines. Society of Automotive Engineers, SAE paper no. 890823, 1408–1422. Doi: <https://doi.org/10.4271/890823>
- Sher, E., & Bar-Kohany, T. 2002. Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine—a theoretical study. *Energy*, 27, 757–775. Doi: [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(02\)00022-1](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(02)00022-1)
- Sezer, I., & Bilgin, A. 2008. 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*, 464, 3107–3128. Doi: <https://doi.org/10.1098/rspa.2008.0190>
- Sezer, I., & Bilgin, A. 2012. Exergetic evaluation of speed and load effects in spark ignition engines. *Oil & Gas Science and Technology*, 67(4), 647–660. Doi: <https://doi.org/10.2516/ogst/2012002>
- Sung, N. W., & Jun, S. P. 1997. The effects of combustion chamber geometry in an SI engine. Society of Automotive Engineering, SAE paper no. 972996, 227–239. Doi: <https://doi.org/10.4271/972996>
- Van Gerpen, J. H., & Shapiro, H. N. 1990. Second law analysis of diesel engine combustion. *Transaction of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 112, 129–137. Doi: <https://doi.org/10.1115/1.2906467>
- Yamin, J. A. A., Gupta, H. N. & Bansal, B. B. 2003. The effect of combustion duration on the performance and emission characteristics of propane-fueled 4-stroke S. I. engines. *Emirates Journal for Engineering Research*, 8(1), 1–14.