



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİYOYAKIT KULLANAN BİR DİZEL MOTOR İÇİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ ÜZERİNE BİR DENEYSEL ÇALIŞMA

Bahar SAYIN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Eylül-2014
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS

BİYOYAKIT KULLANAN BİR DİZEL MOTOR İÇİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ ÜZERİNE BİR DENEYSEL ÇALIŞMA

Bahar SAYIN

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç.Dr. Ali KAHRAMAN

2014, 94 Sayfa

Jüri
Doç.Dr. Ali KAHRAMAN
Doç.Dr. Kürşat ERSOY
Doç.Dr. Murat CİNİVİZ

Bu çalışmada tek silindirli, su soğutmalı bir dizel motor için enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Motorun 1000 dev/dk ile 3000 dev/dk arasında 200 dev/dk aralıklarla on iki farklı devir sayısı için dört farklı yakıtla çalıştırılması durumunda analizler gerçekleştirilmiştir. Yakıt olarak %5 biyoetanole farklı oranlarda dizel ve biyodizelin karıştırılması ile hazırlanan ve kısaca sırasıyla D92B3E5 (%92 dizel, %3 biyodizel ve %5 biyoetanol), D85B10E5 (%85 dizel, %10 biyodizel ve %5 biyoetanol), D80B15E5 (%80 dizel, %15 biyodizel ve %5 biyoetanol), D75B20E5 (%75 dizel, %20 biyodizel ve %5 biyoetanol) şeklinde ifade edilen yakıtlar kullanılmıştır. Motorun bu yakıtlarla çalıştırılmasının enerji ve ekserji analizi parametrelerine etkisi araştırılmıştır. Motorun D100 (%100 dizel) yakıtıyla çalıştırılması durumunda elde edilen veriler referans alınarak tüm sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Çalışma sonucunda maksimum termal verim D100 yakıtı için 1500 dev/dk'da % 31.42 olarak, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 yakıtları için 1400 dev/dk'da sırasıyla % 28.68, % 28.1, % 28, % 27.18 olarak hesaplanmıştır. Ekserjetik verim değerleri ise yine aynı yakıtlar için sırasıyla % 29.38, % 26.8, % 26.33, % 26.15, % 25.38 olarak elde edilmiştir. Maksimum gücün elde edildiği devir sayısı olan 2800 dev/dk'da ise termal verim % 27.62, % 26.15, % 25.45, % 25.02, % 24.13 olarak bulunurken ekserjetik verim % 25.82,% 24.44,% 23.85, % 23.37, % 22.53 olarak hesap edilmiştir. Analizler sonucunda D100 yakıtının diğer yakıt numunelerine göre daha yüksek termal verime ve ekserjetik verime sahip olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Biyoyakıt, Dizel motor, Enerji analizi, Ekserji analizi

ABSTRACT

MS THESIS

AN EXPERIMENTAL STUDY ON ENERGY AND EXERGY ANALYSIS FOR A DIESEL ENGINE USING BIO-FUEL

Bahar SAYIN

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

2014, 94 Pages

Jury
Advisor Assoc. Prof. Dr. Ali KAHRAMAN
Assoc. Prof. Dr. Kürşat ERSOY
Assoc. Prof. Dr. Murat CİNİVİZ

In this study, energy and exergy analysis were performed for a single cylinder, water-cooled diesel engine. Each experiment was performed at twelve different engine speed between 1000 rev/min and 3000 rev/min at 200 rev/min intervals in the case of operating four different fuel. The fuels prepared by mixing 5% of bioethanol and biodiesel and diesel in different proportions as a volume were used. These fuels were shown as briefly D92B3E5 (%92 diesel, %3 biodiesel ve %5 bioethanol), D85B10E5 (%85 diesel, %10 biodiesel ve %5 bioethanol), D80B15E5 (%80 diesel, %15 biodiesel ve %5 bioethanol), D75B20E5 (%75 diesel, %20 biodiesel ve %5 bioethanol). The effect of blended fuels on energy and exergy analysis was investigated. All the results for diesel, biodiesel and bioethanol blends were compared with the results which were obtained in the case of operating the engine with D100 reference fuel.

Maximum thermal efficiency were obtained as % 31.42 for D100 at 1500 rev/min, % 28.68, % 28.01, % 28, % 27.18 for D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 at 1400 rev/min respectively. Maximum exergetic efficiencies were also obtained as % 29.38, % 26.8, % 26.33, % 26.15, % 25.38 for the same fuels respectively. Exergetic efficiencies were calculated as % 25.82, % 24.44, % 23.85, % 23.37, % 22.53 when thermal efficiencies were calculated respectively as % 27.62, % 26.15, % 25.45, % 25.02, % 24.13 for D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 at 2800 rev/min which was maximum engine speed. As a result of analysis, it was seen that D100 fuel had higher thermal efficiency and exergetic efficiency than others.

Keywords: Biofuel, Diesel engine, Energy analysis, Exergy analysis

ÖNSÖZ

Tez çalışmam süresince bilgi, tecrübe ve desteğini esirgemeden beni yönlendiren sayın danışman hocam Doç. Dr. Ali KAHRAMAN'a teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca tez çalışmam için gerekli materyalleri edinmem konusunda yardımını gördüğüm Öğr. Gör. Dr. İlker ÖRS'e özellikle laboratuar çalışmaları konusunda gösterdiği anlayıştan ötürü teşekkür ederim. Tez süresince yönlendirmeleri, ilgisi ve desteklerinden ötürü Doç. Dr. Murat CİNİVİZ'e, fikirlerinden ve katkılarından ötürü Dr. Özgür SOLMAZ'a teşekkür ederim. Yaşamım boyunca desteklerini esirgemeyen sevgili annem ve babama, karşılaştığım zorluklara karşı beni motive eden başta Sedanur olmak üzere kardeşlerim Murat ve Tubanur'a ve çalışmamın tüm aşamalarında gösterdikleri her türlü ilgi ve anlayıştan dolayı dostlarıma en içten duygularla teşekkürlerimi sunarım.

Bahar SAYIN
KONYA-2014

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **viii**

1. GİRİŞ **1**

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **6**

3. MATERYAL VE YÖNTEM **19**

3.1. Materyal 19
3.2. Yöntem 28
3.2.1. Enerji analizi 28
3.2.2. Ekserji analizi 36

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA **49**

4.1. Araştırma Bulguları 49
4.1.1. Örnek hesaplama 49
4.2. Tartışma 60
4.2.1. Enerji analizi 61
4.2.2. Ekserji analizi 70
4.2.3. Belirsizlik analizi 80

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER **83**

5.1. Sonuçlar 83
5.2. Öneriler 85

KAYNAKLAR **86**

EKLER **92**

ÖZGEÇMİŞ **94**

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

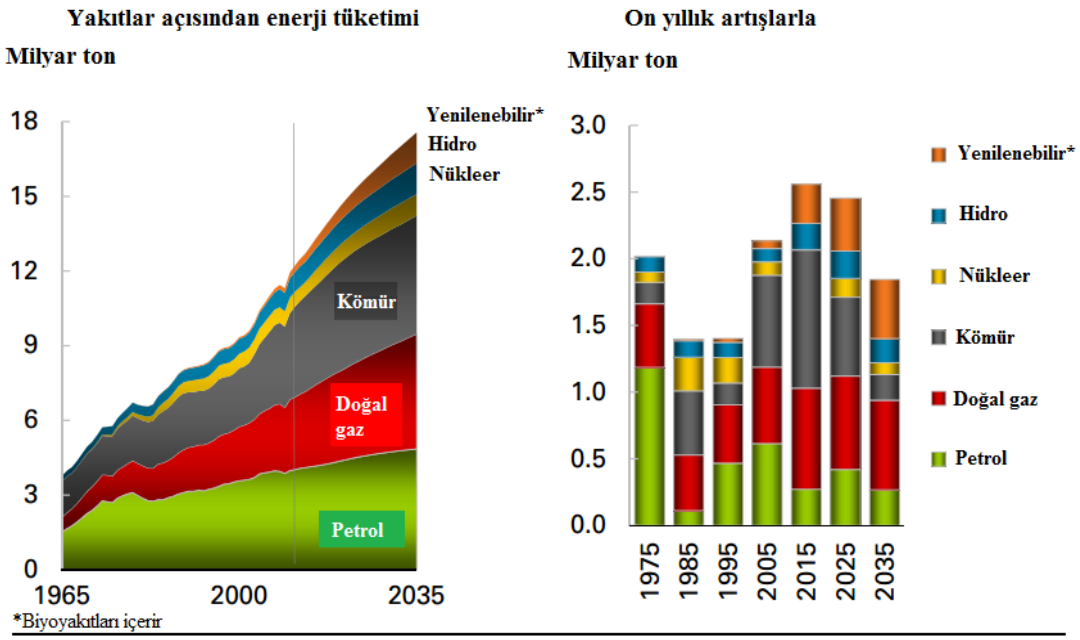
$bsfc$	Özgül yakıt tüketimi	(g/kWh)
c_V	Sabit hacimde özgül ısı	(kJ/kmolK)
c_P	Sabit basınçta özgül ısı	(kJ/kmolK)
e	Birim kütle enerjisi	(kJ/kg)
$\dot{E}$	Enerji akımı	(kW)
$\dot{E}x$	Ekserji akımı	(kW)
g	Yer çekimi ivmesi	(m/s^2)
h	Birim kütle entalpisi	(kJ/kg)
H_u	Alt ısıl değer	(kJ/kg)
H/Y	Hava yakıt oranı	
m	Kütle	(kg)
$\dot{m}$	Kütlesel debi	(kg/s)
N_e	Motor hızı	(dev/dk)
P	Basınç	(kPa)
$\dot{Q}$	Isı transferi akımı	(kW)
R	Gaz sabiti	(kJ/kgK)
s	Birim kütle entropisi	(kJ/kgK)
S	Entropi	(kJ/K)
T	Sıcaklık	(K)
u	Birim kütle iç enerjisi	(kJ/kg)
V	Hız	(m/s)
V	Anlık silindir hacmi	(m^3)
V_d	Strok hacmi	(m^3)
$\dot{W}$	Güç	(kW)
x	Kütlesel kesir	
y	Mol kesri	
y^e	Referans çevredeki bileşenin mol kesri	
z	Yükseklik	(m)
ε	Birim kütle ekserjisi	(kJ/kg)
η	Termal verim	(%)
η_{II}	Ekserjetik verim	(%)
θ	Krank mili açısı	(°KMA)
λ	Hava fazlalık katsayısı	
τ	Tork	(Nm)
φ	Kimyasal ekserji faktörü	

Kısaltmalar

Atdc	Üst ölü noktadan sonra
B	Biyodizel
bmep	Ortalama fren efektif basınç
btdc	Üst ölü noktadan önce
cc	Santimetreküp
CI	Sıkıştırma ateşlemeli
D	Dizel yakıt
dev	Devir
dk	Dakika
E	Biyoetanol
eg	Egzoz
EGR	Egzoz gazı resirkülasyonu
fmep	Sürtünme efektif ortalama basınç
fzk	Fiziksel
gr	Gram
HP	Beygir gücü
IDI	İndirekt enjeksiyonlu
i	Her bir bileşen
imep	İndike ortalama efektif basınç
KH	Kontrol hacmi
kim	Kimyasal
KMA	Krank mili açısı
kn	Kinetik
kW	Kilowatt
LFG	Landfill gazı
LHR	Düşük ısı salınımı
ln	Doğal logaritma
m	Metre
mm	Milimetre
max	Maksimum
Nm	Newton metre
ppm	Milyonda bir birim
pt	Potansiyel
s	Saniye
SI	Buji ateşlemeli
ss	Soğutma suyu
soğ	Soğutma
TEP	Ton eşdeğer petrol
tm	termomekaniksel
top	Toplam
TUIK	Türkiye istatistik kurumu
0	Ölü durum

1. GİRİŞ

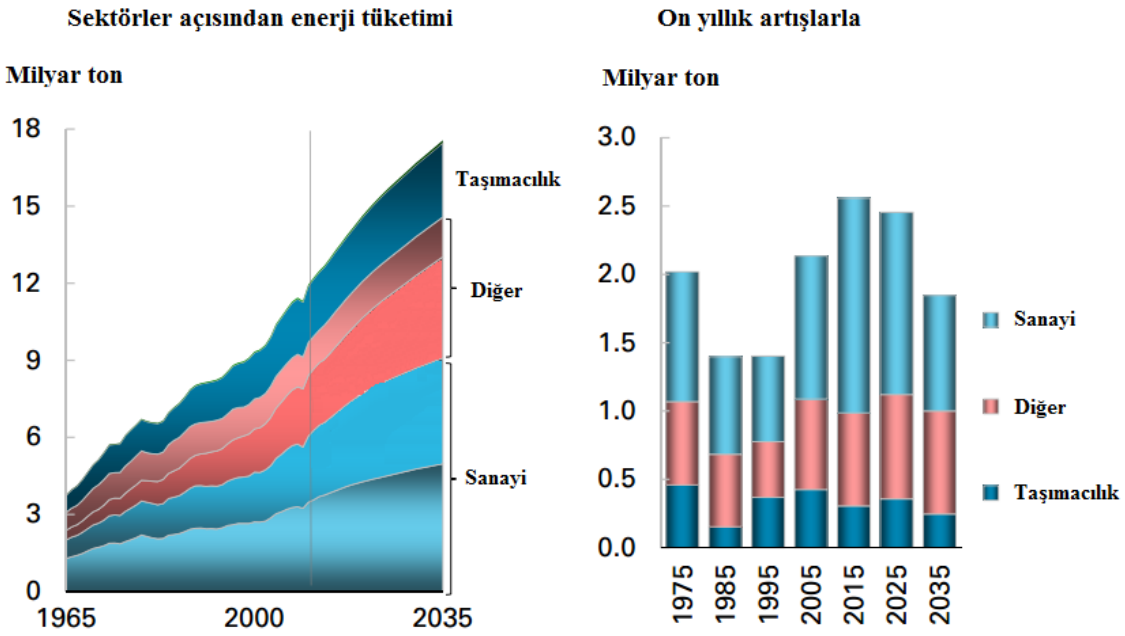
Dünya için kalkınmışlığın bir sembolü sayılabilecek enerji, insanlığın en büyük ihtiyaçlarından biridir. Günden güne iyileşen yaşam standartlarına paralel olarak artan enerji talebine karşılık, yüksek enerji maliyetleri dünya için büyük problem teşkil etmektedir. Dünyadaki enerji tüketiminin yakıtlara göre dağılımını veren Şekil 1.1'de görüldüğü gibi, 70 yıllık bir dönem boyunca enerji talebindeki büyümede en büyük paya sahip olan yakıt türü petrol, doğalgaz ve kömürü ihtiva eden fosil yakıtlardır. Yapılan araştırmalar sonucunda, dünyada bilinen petrol rezervlerinin ömrünün 43 yıl, doğalgazın ömrünün 66 yıl, kömürün ömrünün ise 235 yıl olabileceği tahmin edilmektedir. Enerji kaynaklarının sınırlı olması ve mevcut enerji kaynaklarının bilinçsizce kullanımı enerji üretimi ile enerji tüketimi arasındaki açığın artmasına neden olmaktadır. Dünyadaki enerji tüketim hızı, fosil yakıtların oluşum hızının 300 bin katı kadardır. Bu durum da bir günde bin yıllık fosil yakıt oluşumunun tüketildiği manasına gelmektedir. Enerji projeksiyonları incelendiğinde 2020 yılından sonra fosil yakıt üretiminin hızlı bir şekilde düşmeye başlayacağı ve 2040 yılından sonra hemen hemen bitme noktasına geleceği öngörülmektedir (İlker ve ark., 2003).



Şekil 1.1. Yakıtlar açısından enerji tüketimi (Anonymous, 2014a)

Enerji talebinin büyük bir kısmının petrol ve türevlerinden karşılanması, buna karşın petrol rezervlerinin tükenmekte oluşu insanlığı uzun ömürlü, tükenme tehlikesi olmayan kaynaklara yönlendirmektedir. Petrol kökenli yakıtların oluşturduğu karbon dioksit ve sera gazı salınımının neden olduğu asit yağmurları, küresel ısınma ve iklim değişiklikleri gibi çevresel etkiler göz önüne alındığında çevreye zararı kontrol altına alınabilecek alternatif enerji kaynaklarının önemi artmaktadır. Dünyada enerji tüketimi bakımından 23. ülke olan Türkiye'nin 2011 yılı itibariyle birincil enerji tüketimi 114 milyon TEP iken, bu miktarın 2020 yılında 307 milyon TEP olması öngörülmektedir. Petrol ihtiyacının % 80'inden fazlasını ithalat yolu ile karşılayan bir ülke olan Türkiye'nin de enerji kaynakları bakımından kendine yetebilmesi açısından alternatif enerji kaynaklarının kullanımı kaçınılmazdır (Anonim, 2014a; Sezgin ve ark., 2013; Demir, 2009).

Otomotiv sektörü, teknolojiyle birlikte sürekli gelişen, dünyanın altıncı büyük ekonomisine sahip yenilikçi bir sektördür. Demir-çelik, hafif metaller, petro-kimya, lastik, plastik gibi temel sanayi dallarının yanında pazarlama, servis, akaryakıt, finans, sigorta ve savunma sanayi gibi birçok sanayi dalıyla bağlantılıdır. Bu durum sektörlerdeki gelişmelere öncülük etmesine buna bağlı olarak da ülke ekonomilerine sağladığı katkılarla ülkeler arasındaki rekabet gücünün artmasına neden olmaktadır (Anonim, 2014b). Sanayileşmiş ülkelerin birçoğunda otomotiv sanayi firmaları, ülkelerin büyük şirketler sıralamasında ilk sıralarda yer almaktadır ve otomotiv sektörü, üretim büyüklüğü ile toplam imalat sanayi üretimi içerisinde yine ilk sıralarda bulunmaktadır (Bedir, 2002). Şekil 1.2.'de dünyadaki birincil enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı verilmiştir. 1965'ten günümüze kadar enerji tüketimindeki büyümenin her geçen yıl hızla arttığı görülürken, bu artışın 2035 yılına kadar devam etmesi öngörülmektedir. Bu dağılımda en büyük paya sahip olan sektör sanayi sektörüdür. Şekilde bahsi geçen diğer sanayi dalları ise büyümenin bir sonraki önemli payına sahip konut, hizmet ve tarım sektörlerdir. Dağılımda üçüncü derecede öneme sahip olan, otomotiv sektörüyle birebir ilgili olan ve aynı zamanda hizmet sektörünün bir alt dalı olan taşımacılık sektörünün toplam enerji tüketimi içindeki % 13'lük payı göz ardı edilmeyecek büyüklüktedir.



Şekil 1.2. Sektörler açısından enerji tüketimi (Anonymous, 2014a)

Otomotiv sektörünün bel kemiği olan içten yanmalı motorlar tarafından tahrik edilen taşıt sayısı, 2010 yılı itibariyle dünya genelinde 1 milyarın üzerine çıkmıştır. Büyük bölümünü, taşımacılıkta ve ulaşımda en yaygın kullanılan motor çeşidi olan dizel motorlu araçların oluşturduğu bu sayının, 2035 yılına kadar yaklaşık olarak 1.7 milyar adet daha artması beklenmektedir. Türkiye için de bu sayı TUİK raporlarına göre 2014 yılı Şubat ayı sonu itibarıyla 18 094 581 adede ulaşmıştır (Anonymous, 2014b; Anonymous, 2014c; Anonymous, 2014d; Anonim, 2014c).

Dizel motorlar yüksek termal verim, düşük karbon monoksit ve hidrokarbon emisyonu özelliklerinden ötürü birçok alanda çokça kullanılmaktadırlar (Zhou ve ark., 2014). Fakat muadillerine göre daha yüksek partikül madde ve nitrojen oksit emisyonları içermesi dizel motorların kullanımını kısıtlamaktadır. Bu bağlamda partikül madde ve nitrojen oksit emisyonlarının azaltılması başta olmak üzere enerji maliyetlerinin düşürülmesi, düşük yakıt tüketimi ve yüksek güç üretimi sağlanması hedefiyle yeni ve kaliteli, yenilenebilir enerji kaynakları arayışı ve alternatif enerji kaynaklarına yönelim söz konusu olmaktadır.

İçten yanmalı motorlarda alternatif yakıtların kullanılmaya başlanması 1900' lü yıllara dayanmaktadır. Paris fuarında Rudolf Christian Karl Diesel'in dizel motoru yer fıstığı yağıyla çalıştırması üzerine gözler motorlarda alternatif yakıt kullanımı konusuna çevrilmiştir. Diesel'in 1912 yılında yaptığı konuşmasında bitkisel yağların motor yakıtı olarak kullanımının ülkelerin tarımının gelişmesine ciddi bir katkısı olacağını belirtmesi

ve “Bitkisel yağların motorlarda kullanımı günümüzde önemsiz görünebilir, ancak bitkisel yağlar zamanla petrol ve kömür katranı kadar önem kazanacak” şeklindeki öngörüsü günümüze de ışık tutmaktadır (Misra ve Murthy, 2010; Anonim, 2014d).

İçten yanmalı motorların icadından bu yana, yakıt olarak birçok farklı kaynak kullanılmıştır. Bunların bir kısmı benzin, motorin, doğal gaz, sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), alkoller, diğer sıvı ve gaz yakıtlardır (Caton, 2010). Motorlar için yakıt olabilecek birçok seçenek varken asıl mesele kullanılan yakıtın istenen amaca ne kadar hizmet ettiğini saptamaktır (Abedin ve ark., 2013). Dizel yakıta alternatif olma bakımından akla ilk gelen yakıt olan biyodizel, doymuş yağ, balık yağı gibi hayvansal yağların, evsel kızartma yağlarının veya kanola, ayçiçeği, soya, aspir gibi yağlı tohum bitkilerinden elde edilen yağların bir katalizör eşliğinde alkolle reaksiyonu sonucu ortaya çıkmaktadır. Biyodizel yüksek setan sayısına sahip, sülfür içermeyen çevre dostu bir yakıttır. Kükürt, aromatik hidrokarbonlar, metaller ve ham petrol atıklarını içermediğinden ötürü dizel motorun yanma verimi üzerinde olumlu etkiye sahip olan biyodizel, zehirleyici değildir. Dizel motorda saf olarak kullanılabilmesinin yanında dizel yakıtla karıştırılarak da kullanılabilir. Bu özelliklerinin yanı sıra oksijen içerikli olması, bozunabilir olması ve yakıt sisteminde herhangi bir modifikasyon ve ilave aksama ihtiyaç duyulmadan kullanılma olanağı sunması da yakıtın cazibesini artırmaktadır (Anonim, 2014e; Alptekin ve Çanakcı, 2006; Aktaş, 2009; Demirci ve ark, 2011).

Biyoetanol şeker pancarı, mısır, buğday ve odunsular gibi şeker, nişasta veya selüloz özlü tarımsal ürünlerin fermantasyonu ile elde edilen bir yakıttır. İs oluşumuna neden olmaması, kendi kendine tutuşmaya karşı dirençli olması, çevre kirliliğini azaltıcı etkisi, oksijen içerikli olması gibi özellikleri nedeniyle literatürde çeşitli çalışmalara konu olmuştur. Yapılan çalışmalarda etanolün dizel yakıta belli oranlarda karıştırılması sonucunda, emisyon değerlerinde iyileşmeler olduğu görülmüştür. Ayrıca biyodizel-etanol-dizel yakıt karışımının dizel motor performansına ve emisyonlara etkisinin olumlu sonuçlar doğurduğu görülmüştür (Aktaş, 2009).

Termodinamiğin birinci yasasına dayanan enerji analizi son yıllarda simülasyon, tasarım ve performans değerlendirmesine dayalı çok çeşitli çalışmalara konu olmuştur (Sorathia ve Yadav, 2012). İçten yanmalı motorlara enerji analizinin uygulanması; yakıt enerjisi ve motor çıkış gücü kullanılarak, kayıp enerji miktarlarının ve motorun termal veriminin belirlenmesinde rol oynar. Böylece yakıt enerjisinin motorda işe çevrilen miktarı olan motor veriminin artırılması ve yapılan iş başına harcanan yakıt miktarını

sembolize eden özgül yakıt tüketiminin azaltılması ile yakıt ekonomisi sağlanması konusunda katkı sağlanabilir. Termodinamik bir sisteme yalnız enerji analizinin uygulanması sistemdeki tersinmezliklerin belirlenememesine ve böylece hatalı saptamaların yapılmasına neden olabilmektedir (Abedin ve ark., 2013).

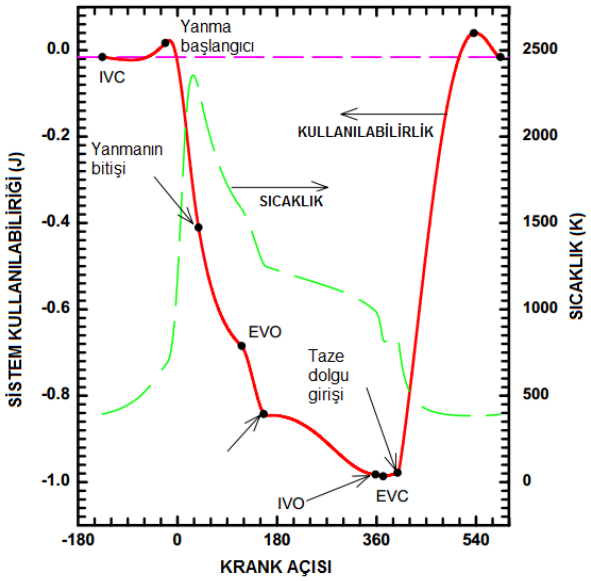
Ekserji analizi enerjinin kullanılamayan kısmının ve tersinmezlikler sonucu oluşan kayıpların sistemin hangi kısımlarında hangi miktarda olduğunu saptayan analizdir (Fartaj, 1991; Korobitsyn, 1998; Song ve ark., 2002; Çengel ve Boles, 2006). Enerji analizi ile karşılaştırıldığında daha komplike olan bu analiz enerjinin niceliği yanında niteliği ile de ilgilenmektedir. Dolayısıyla motora ekserji analizinin uygulanması ile belli bir proses boyunca meydana gelen kayıpların, tersinmezliklerin daha doğru sonuçlarla ve ayrıntılı olarak belirlenmesi sağlanabilir. Bu kayıpları azaltılması ile enerji kaynaklarının kullanımı konusunda iyileştirmeler söz konusu olurken yakıt tüketiminin azaltılması ile yüksek motor verimi sağlanabilir.

Bu çalışmada, biyodizel, dizel ve biyoetanol yakıtlarının ve bunların belli miktarlarda karıştırılması sonucu oluşturulan yeni yakıtların kullanılması durumları için, tek silindirli bir dizel motora enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Böylece bahsi geçen yakıtlar ile çalıştırılan dizel motorun yakıt enerjisi akımı, egzoz enerjisi akımı, efektif güç, özgül yakıt tüketimi, kayıp enerji akımı, termal verim gibi birinci yasa parametreleri ile yakıt ekserjisi akımı, ısı transferi nedeniyle meydana gelen ekserji akımı, ekserjetik verim, egzoz ekserjisi akımı, efektif güç ekserjisi, ekserji yıkımı akımı, motorda üretilen toplam entropi gibi ikinci yasa parametreleri hesaplanmıştır. Her bir yakıt için bulunan sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılarak grafiklerle ayrıntılı şekilde gösterilmiştir. Literatürde, bu çalışmada kullanılacak yakıtların özellikle karışım halinde kullanılması durumunda, dizel motor için ekserji analizi uygulamasına yönelik referans bir çalışmanın olmaması konuyu özel kılarken yakıt olarak biyodizel, dizel ve biyoetanolün kullanılması, çalışmanın yenilikçi yönünü ortaya koymaktadır. İçten yanmalı motorlarda kullanılan yakıtlar açısından çözüm sunan bu çalışmanın, alternatif yakıtların üretilmesi ve içten yanmalı motorlarda kullanımının arttırılması konusunda bundan sonraki çalışmalara öncülük etmesi beklenmektedir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

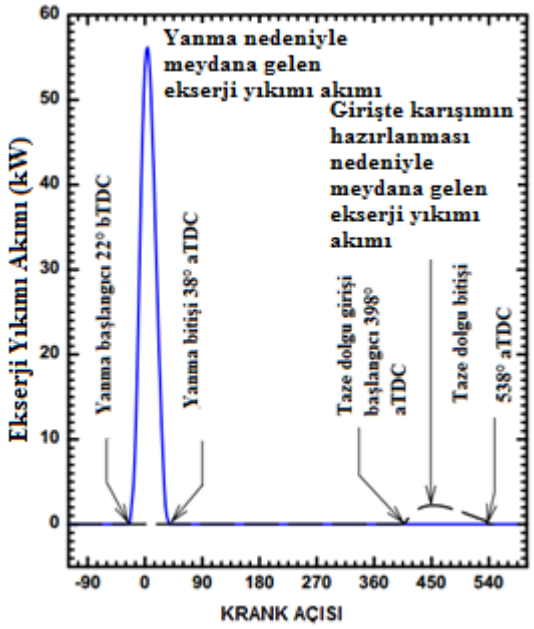
İçten yanmalı motorlar sadece araçların tahrikinde değil, jeneratör gibi elektrik üretim amacıyla da yaygın olarak kullanılan ısı makineleridir. İçten yanmalı motorlara uygulanan enerji analizi motora giren yakıtın enerjisinin ne kadarının nasıl kullanıldığını belirlemek açısından önemli bir ölçüttür. Bu analiz, çeşitli motor bileşenlerince harcanan yakıt enerjisi akımının dağılımını vermekle birlikte, beraberinde uygulanan ekserji analizi ile motor performansının maksimum performansla karşılaştırılmasına olanak sağlar. Son 20 yılda uygulama anlamında yaygınlaşan ikinci yasa analizinin içten yanmalı motor uygulamaları literatürde çokça yer almaktadır (Rakopoulos ve Giakoumis, 2006b). Bu bölümde içten yanmalı motorlara uygulanan enerji analizi (birinci yasa analizi) ve ekserji analizi (ikinci yasa analizi) değerlendirmeleri üzerine yapılan daha önce yürütülmüş çalışmaların bir kısmı kronolojik olarak verilmiştir.

Caton (1999) buji ateşlemeli bir motor için yaptığı, ikinci yasa analizine dayalı çalışmada entropi üretimi ve ekserji parametrelerindeki değişimleri hesaplanmıştır. Isıyla, giriş ve çıkışta kütle akışıyla ve işle transfer edilen ekserji miktarları belirlenerek sistemdeki ekserji yıkımı hesap edilmiştir. Çalışmada yanma süresinin ve ateşleme avansının ekserji parametreleri üzerine etkisi incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda, ateşleme avansının azaltılmasının yanmadan kaynaklanan ekserji kaybını az da olsa arttırdığı ve yanma süresinin uzamasının ekserji kaybını artırdığı görülmüştür. Isı transferinden kaynaklanan ekserjinin, yakıt enerjisinin %38'una karşılık gelen bir oranda meydana geldiği görülmüştür. Yakıt enerjisinin enerji analizine göre % 30.6'sının, ekserji analizine göre ise % 29.7'sinin yararlı işe dönüşebildiği ve yakıt ekserjisinin % 20.6'sının yanma işlemi sırasındaki tersinmezlikler için harcandığı görülmüştür.



Şekil 2.1. Krank açısının fonksiyonu olarak sistemin toplam kullanılabilirliği (Caton, 1999)

Caton'un yaptığı çalışmadan alınan Şekil 2.1, sistem kullanılabilirliğini, gaz sıcaklığının ve krank açısının bir fonksiyonu olarak vermiştir. Şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma işlemi boyunca toplam kullanılabilirlik artmaktadır. Yanma başladığında toplam kullanılabilirliğin ısı transferi gibi yanma tersinmezlikleri nedeniyle düşmeye başladığı görülmüştür. Egzoz valfinin açılması ile kullanılabilirlik iş, ısı kaybı ve kütle çıkışı nedeniyle düşmeye devam ederken silindire taze dolgu girişi ile beraber emme valfi kapanana kadar kullanılabilirliğin arttığı saptanmıştır.

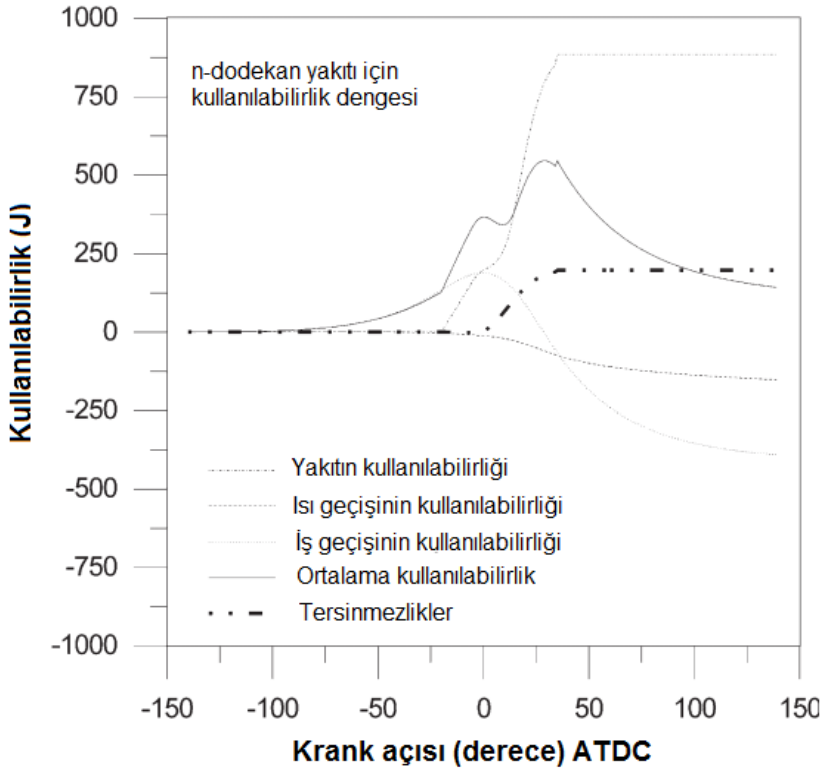


Şekil 2.2. Krank açısının fonksiyonu olarak sistemin kullanılabilirlik yıkımı (Caton, 1999)

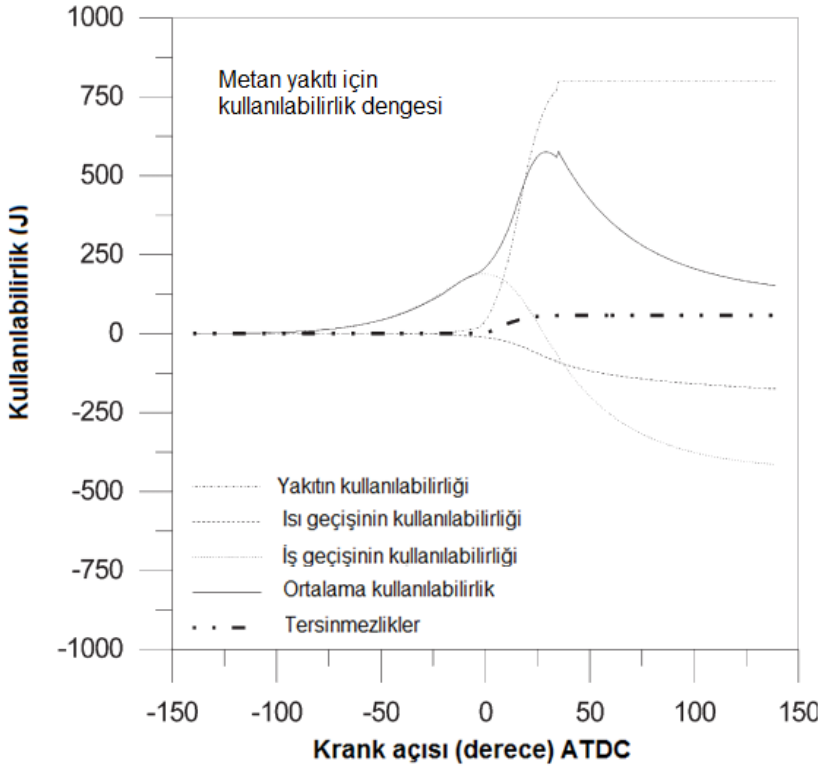
Caton (1999) tarafından verilen Şekil 2.2'de hem yanma prosesi sırasında meydana gelen hem de girişte gaz karışımının oluşturulması sırasında meydana gelen ekserji yıkım akımının krank açısı ile değişimi gösterilmiştir. Yanma nedeniyle meydana gelen maksimum ekserji yıkımı akımının 4°ATDC'de yaklaşık 56 kW olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca şekilde krank açısının fonksiyonu olarak giriş karışımının hazırlanması sırasında meydana gelen ekserji yıkımı akımı da görülmektedir. Karışım nedeniyle meydana gelen ekserji yıkımı akımının yanma prosesi sırasında meydana gelen ekserji yıkımı akımından daha küçük olduğu görülmüştür.

Caton (2000a) çalışmasında adyabatik ve sabit hacimli bir sistem için yanma prosesi boyunca meydana gelen ekserji yıkımını analitik olarak incelemiştir. Yakıtın ekserjisinin (oktan hava karışımı için) denklik oranının, basıncın ve sıcaklığın fonksiyonu olduğu, tersinmez proseslerden dolayı meydana gelen ekserji yıkımının yüksek sıcaklıklarda daha az olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca yanma prosesine bağlı olarak ekserji yıkımının, yakıt ekserjisinin % 5'i ile % 25 'i kadar olabileceği sonucuna varılmıştır.

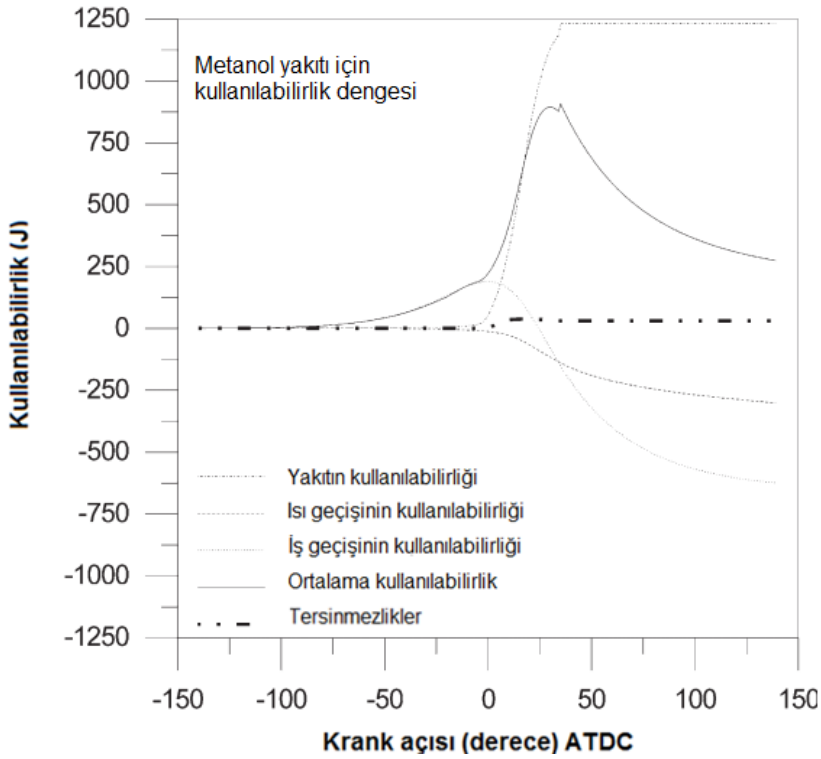
Rakopoulos ve Kyritsis (2001) doğal emişli, dört stroklu içten yanmalı bir motorda yüksek hızlarda yanma tersinmezliklerini hesaplamak için teorik bir çalışma sunmuşlardır. Çalışmada yakıt olarak n-dodekan yakıtı kullanılması durumu için kullanılabilirlik parametrelerinin krank açısına bağlı değişimi Şekil 2.3'de verilirken, metan ve metanol yakıtı için Şekil 2.4 ve Şekil 2.5'de verilmiştir. Motorun n-dodekan yakıtı (n-$C_{12}H_{26}$), metan (CH_4) ve oksijence zengin metanol yakıtı (CH_3OH) ile çalışması durumunun ekserji parametrelerine etkisi, denklik oranı 0.6 alınarak krank açısına bağlı olarak incelenmiştir. Bu yakıtlar için bulunan ikinci yasa verimleri karşılaştırılarak, metan ve metanolun ikinci yasa verimlerinin birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. En yüksek ikinci yasa verimi metan yakıtı için, en düşük ikinci yasa verimi ise dodekan yakıtı için hesaplanmıştır. n-dodekan yakıtı için elde edilen sonuçlar deneylerle desteklenmiştir. Ayrıca çalışmada entropi üretimi analitik olarak hesaplanmış, hafif yakıtların ağır yakıtlara oranla daha az entropi ürettiği öne sürülmüştür.



Şekil 2.3. n-dodekan yakıtı kullanılması durumunda kullanılabilirlik dengesi (Rakopoulos ve Kyritsis, 2001)



Şekil 2.4. Metan yakıtı kullanılması durumunda kullanılabilirlik dengesi (Rakopoulos ve Kyritsis, 2001)



Şekil 2.5. Metanol yakıtı kullanılması durumunda kullanılabilirlik dengesi (Rakopoulos ve Kyritsis, 2001)

Nakonieczny (2002) çalışmasında turbo şarjlı bir dizel motordaki entropi üretiminin modellenmesi üzerinde çalışmıştır. Modelleme sonuçları, deneysel sonuçlarla kıyaslanmış ve sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Standart yaklaşımdan farklı olarak ikinci yasa analizi ekserji terimleri yerine entropi üretimi ile yapılmıştır. Çalışmada tek boyutlu ve zamana bağlı akış modeli çözümlemeleri sonucu, silindire verilen hava miktarının artışının entropi üretimini azalttığı görülmüştür. Ayrıca subap bindirmesi, hava sıcaklığı düşüşü, emme manifoldunun uzunluğu, emme vanasının kapanması ve egzoz valfinin açılması gibi parametrelerin silindirdeki havanın dolgusuna ve entropi üretimine etkisi incelenmiştir.

Rakopoulos ve Giakoumis (2004a) geçici yük koşulları altında çalışan, 6 silindirli 4 stroklu turbo şarjlı bir dizel motora enerji ve ekserji analizi uygulamak için bir bilgisayar modeli geliştirmişlerdir. Emme manifoldu, egzoz manifoldu, turbo şarj ve aftercooler gibi alt sistemler analiz edilerek, bu alt sistemlerde kullanılabilirliğin değişimi incelenmiştir. Çalışma sonucunda egzoz manifoldundaki tersinmezliklerin yük artışı ile arttığı, intercooler tersinmezlikleri toplam tersinmezlikler içinde ihmal edilebilecek düzeyde olsa da turboşarj tersinmezliklerinin ihmal edilemeyeceği belirtilmiştir. Ayrıca çalışmada motor çevrimlerinin bir fonksiyonu olarak egzoz gazından, duvarlardan olan ısı transferinden dolayı meydana gelen ekserji kaybı ve

ekserjetik güç kümülâtif olarak verilmiştir. Çevrim sayısı arttıkça hava-yakıt oranındaki artışa paralel olarak sıcaklığın arttığı, buna bağlı olarak da ekserjetik işin ve duvarlardan olan ısı kaybından kaynaklanan kullanılabilirliğin arttığı ifade edilmiştir.

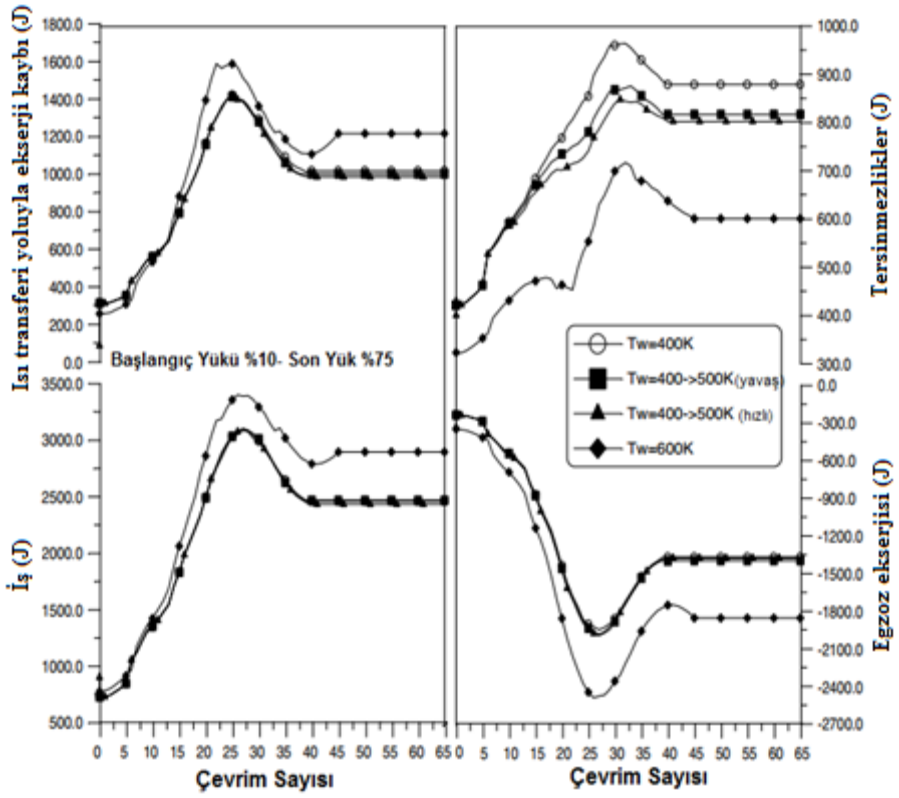
Rakopoulos ve Giakoumis (2004b) bu çalışmalarında turbo şarjlı bir dizel motorun enerji ve ekserji performansını incelemek için bir bilgisayar modeli geliştirilmişlerdir. Dizel motorun giriş ve çıkış manifoldundaki hacim değişiminin ve uygulanan yükün büyüklüğünün sistemin ekserji analizine etkisi incelenerek, turbo şarj ve aftercooler gibi alt sistemlerin kullanılabilirlikleri analiz edilmiştir. Sistem içinde en büyük tersinmezliğin oluştuğu parçanın silindir olduğu, yüksek yüklerde egzoz manifoldunda meydana gelen tersinmezliklerinin toplam tersinmezliklerin % 15'i kadar olduğu ve aftercooler tersinmezliklerinin toplam tersinmezliklerin % 0.5'ini aşmadığı sonucuna varılmıştır.

Parlak ve ark. (2005) bu çalışmada, yanma odasının yalıtılmasının turbo şarjlı, direkt enjeksiyonlu bir dizel motor performansı üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Standart dizel motorla karşılaştırıldığında LHR dizel motorun özgül yakıt tüketiminin % 6 daha az olduğu, termal verimin ise % 2 oranında daha fazla olduğu görülmüştür. Ayrıca LHR motorun egzoz ekserji akımının standart motorun egzoz ekserjisi akımından % 3–27 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Rakopoulos ve ark. (2005a) bu çalışmada farklı çalışma koşullarında indirekt enjeksiyonlu turbo şarjlı 6 silindirli bir dizel motorun ikinci yasa performansını incelemek için bir simülasyon programı geliştirmişlerdir. Simülasyon programı hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımını temel almakta olup, programda 720 derecelik krank açısı boyunca kullanılabilirlik parametreleri ve tersinmezliklerin miktarı hesap edilmiştir. Ayrıca enjeksiyon zamanı, ön yanma odasının şekli ve motor yükü gibi parametrelerin ikinci yasa analizine etkisi incelenmiştir. Çalışma sonucunda ön yanma odasındaki hacim artışının ekserji yıkımının artmasına yol açtığı görülmüştür. Enjeksiyon zamanındaki gecikmenin yanma odasındaki tersinmezlikleri artırdığı, buna karşın ön yanma odası tersinmezliklerini etkilemediği tespit edilmiştir. Çalışma sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür.

Rakopoulos ve Giakoumis (2005b) turbo şarjlı, altı silindirli bir dizel motorun silindir duvarlarının sıcaklığının ikinci yasa analizi üzerindeki etkisini incelemek için gelişmiş bir simülasyon modeli kullanmışlardır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımına dayanan çalışmada silindir duvar sıcaklığının çeşitli kullanılabilirlik parametreleri üzerine etkisi araştırılmıştır ve bu sonuçlar Şekil 2.6'da verilmiştir.

Çalışma sonucunda artan duvar sıcaklığının yanma tersinmezliklerini azalttığı bununla beraber egzoz gazı kullanılabilirliğini ve işi de artırdığı görülmüştür. Değişken motor yükü için yapılan deneylerin sonuçları simülasyon modeli ile karşılaştırılarak sonuçlar doğrulanmıştır.



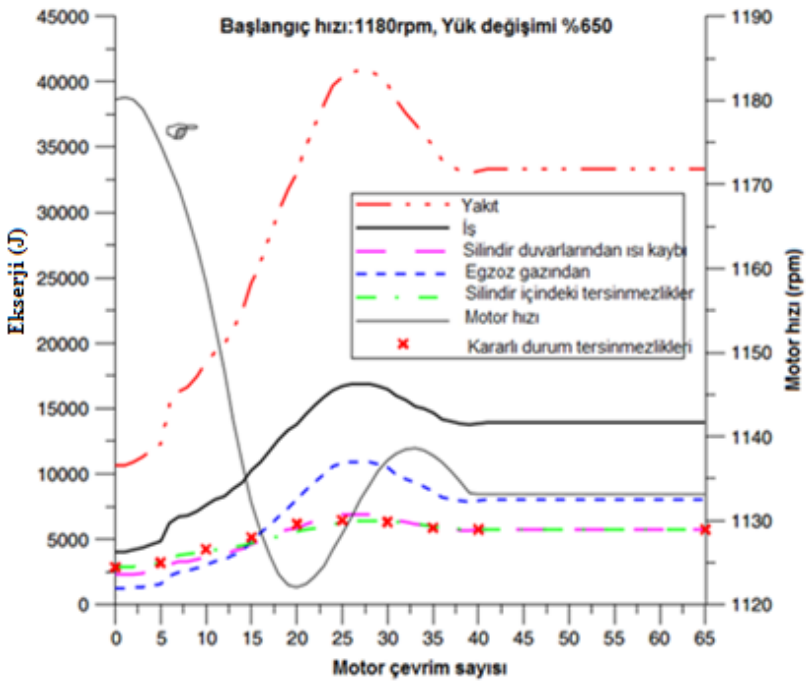
Şekil 2.6. Silindir duvar sıcaklığının silindirdeki ekserji parametrelerine etkisi (Rakopoulos ve Giakoumis, 2005b)

Rakopoulos ve Giakoumis (2006a) bu çalışmada altı silindirli turbo şarjlı bir dizel motorda birinci ve ikinci yasa analizini ayrıntılı olarak incelemek için bir bilgisayar modeli geliştirmişlerdir. Bu çalışmada kullanılan MWM TbRHS 518S model buji ateşlemeli motorun bazı temel özellikleri Çizelge 2.1'de verilmiştir. Çeşitli motor parametrelerinin birinci yasa ve ikinci yasa analizi üzerinde etkileri araştırıldığı çalışmadan alınan Şekil 2.7'demotor çevrimlerinin sayısının bir fonksiyonu olarak elde edilen egzoz ekserjisi, ısı transferi nedeniyle meydana gelen ekserji kaybı ve işin değişimi verilmiştir.

Çizelge 2.1. Motor için temel veriler (Rakopoulos ve Giakoumis, 2006a)

Motor modeli ve tipi	MWM TbRHS 518S model sıralı tip silindir, 6 çevrim, 4 strok, IDI, turboşarjlı, aftercooler içeren, marine duty
Hız aralığı	1000–1500 dev/dk
Boğaz/strok	140 mm/180 mm
Sıkıştırma oranı	17.7
Maksimum güç	320 HP (236 kW) @ 1500 dev/dk
Maksimum tork	1520 Nm @ 1250 dev/dk

Yapılan deneysel çalışma ile bilgisayar modelinin sonuçlarının doğrulandığı çalışmada, motor uygulamaları için faydalı olacak sonuçlar elde ediliştir. Bunlardan biri silindir içindeki tersinmezliklerin yükün artışı ile büyük oranda düştüğünün tespit edilmesidir. Ayrıca silindir duvarlarından çevreye olan ısı kaybı nedeniyle meydana gelen ekserji kaybı gibi egzoz ekserjisinin de motor performansını artırma açısından ikinci yasa analizi için önemli bir parametre olduğu öne sürülmüştür.



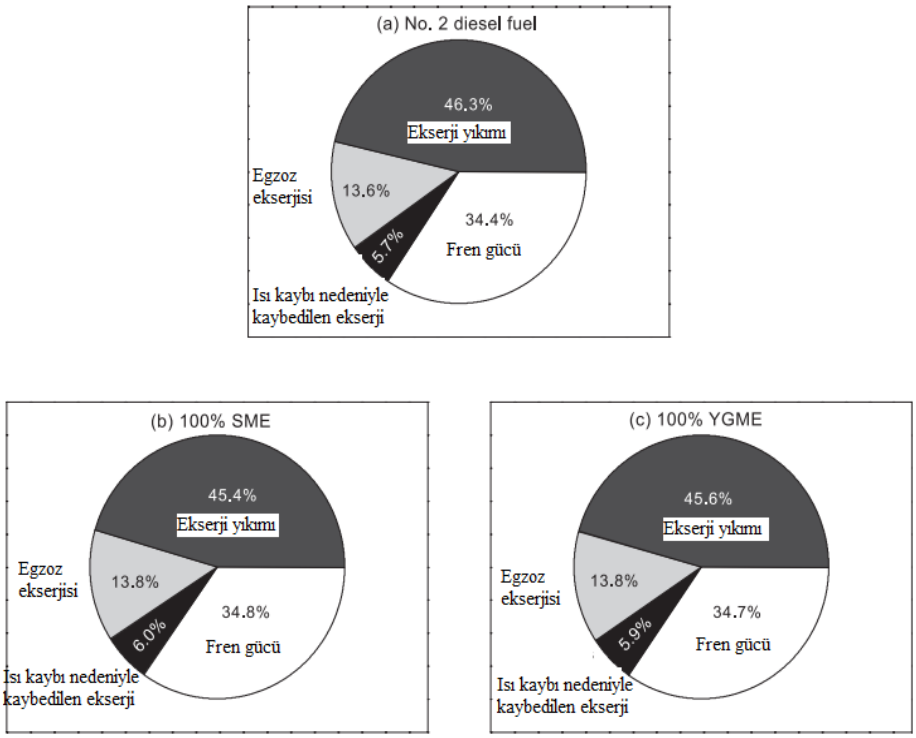
Şekil 2.7. Artan yük altında çalışan 6 silindirli motorun toplam ekserji özellikleri (Rakopoulos ve Giakoumis, 2006a)

Rakopoulos ve Kyritsis (2006) motor silindirlerinde hidrojence zenginleştirilmiş landfill gazı (LFG) ve doğalgazın yanması durumlarında motora ekserji analizi uygulamışlardır. Yapılan çalışmada hidrojen yanması ile hidrokarbon yanmasının farklı olduğu tespit edilmiştir. Bu farkın hidrojenin ve hidrokarbonun yanması sırasında meydana gelen entropi üretimi ile ilgili olduğu öne sürülmüştür. Çalışmada hidrojen

oranının artmasıyla beraber ikinci yasa veriminin arttığı görülürken % 10'dan az olmak üzere yakıtın içinde hidrojenin mol kesrinin artmasının, yanma tersinmezliklerini düşürdüğü sonucuna varılmıştır.

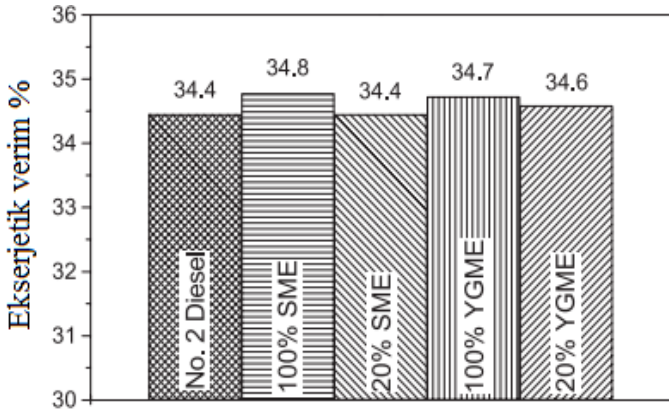
Ramadhas ve ark. (2006) kauçuk tohumu yağı metil esteri kullanılarak üretilen biyodizel (B100) ve biyodizel, dizel karışımını (B20) yakıt olarak kullanan bir dizel motor için enerji analizi üzerinde çalışmışlardır. Motor performans özelliklerinin belirlenmesine ilişkin yapılan çalışmada teorik bir model geliştirilmiştir. Farklı yakıtlar için hava yakıt oranı ve sıkıştırma oranının motor performansı üzerine etkilerini saptamak için kullanılan modelde sıkıştırma oranındaki artışa bağlı olarak termal verimin, en yüksek basınç ve en yüksek sıcaklık değerlerinin arttığı görülürken hava yakıt oranındaki artışın bu parametreleri azalttığı saptanmıştır.

Çanakcı ve Hoşöz (2006) 4 silindirli turbo şarjlı bir dizel motorunda farklı yakıtlar kullanarak deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada soya yağı metil ester (SME) ve sarı gres metil ester (YGME) olarak bilinen iki farklı türde biyodizel yakıtı, standart dizel yakıtı ve bunların karışımları kullanılarak enerji ve ekserji analizleri sonuçları karşılaştırılmıştır. Enerji analizi sonunda biyodizellerin dizel yakıttan daha düşük ısıl değere sahip olmaları nedeniyle,(SME) ve (YGME) için özgül yakıt tüketimi % 12.2, % 12.9 olarak bulunmuştur. Ayrıca (SME) ve (YGME) için termal verim dizel yakıtın kullanılması durumundakinden daha yüksek değer almıştır. Yazarlar bunu biyodizellerin oksijen açısından zengin olmalarına ve bu durumun da motorda yanmayı bir miktar olumlu etkilemesine bağlamışlardır. Biyodizel yakıtların yakıt tüketimini az miktarda arttırdığı da deney sonuçlarından biridir. Yapılan çalışmada dizel No.2,% 100 SME, % 20 SME, % 100 YGME ve % 100 YGME yakıtlarının kullanılması durumları için ekserji yıkımı miktarları karşılaştırılmıştır. Belirtilen yakıtlar arasında en büyük ekserji yıkımına sahip olan yakıtın 50.7 kW ile dizel No.2 yakıtı olduğu görülmüştür.



Şekil 2.8. Yakıt ekserjisinin standart saf yakıtlar için dağılımı (Çanakcı ve Hoşöz, 2006)

Şekil 2.8'de dizel No.2,% 100 SME ve % 100 YGME yakıtlarının kullanılması durumları için ekserji analizinin sonuçları, Şekil 2.9'da ise yine bu yakıtların ekserjetik verimleri gösterilmiştir. Çalışma sonucunda biyodizel içerikli yakıtların ve yakıt karışımlarının standart dizel yakıtı ile yaklaşık aynı ekserjetik verime sahip olduğu ve benzer ekserjetik performans sergilediği saptanmıştır.



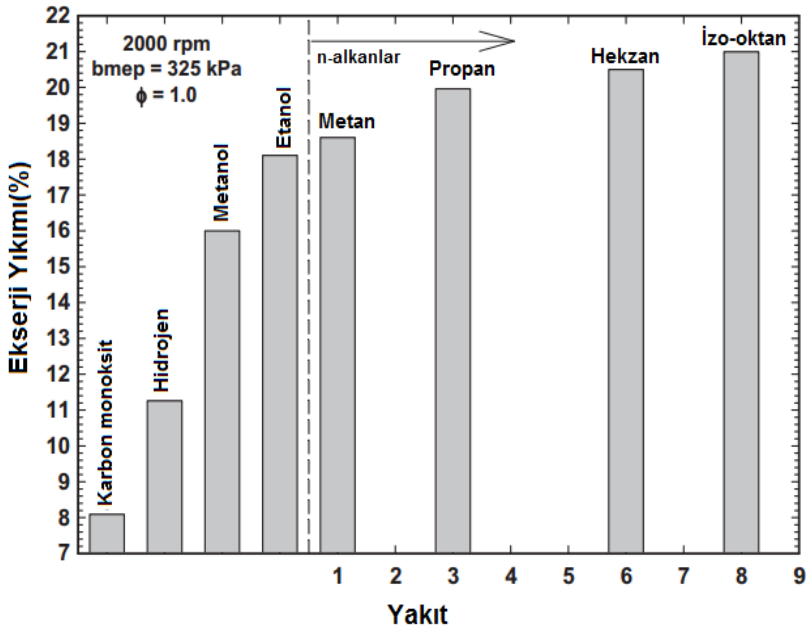
Şekil 2.9. Farklı yakıtlar için ekserji verimleri (Çanakcı ve Hoşöz, 2006)

Yılbaşı (2007) yaptığı çalışmada biyodizel ve dizel No. 2 yakıtı kullanan dört zamanlı ve dört silindirli dizel motoru 7 farklı motor hızı için test etmiş ve motor momenti, motor hızı, yakıt ve su debileri, sıcaklık, basınç değerleri belirlenmiştir.

Motora enerji ve ekserji analizleri uygulanarak her bir yakıt için özgül yakıt tüketimi, yakıt enerjisi, efektif güç, ısı ve egzoz kayıpları hesaplanmıştır. Çalışmada dizel No. 2 yakıtı için efektif gücün oranının en büyük olduğu (% 32.547) motor hızı 2000 dev/dk bulunmuştur. Benzer şekilde biyodizel yakıtı için efektif gücün maksimum oranının (% 30.771) 1400 dev/dk motor hızında gerçekleştiği belirtilmiştir. Yapılan ekserji analizi sonucunda her iki yakıt için de en yüksek ekserji kaybının egzoz gazından dolayı meydana geldiği, dizel No. 2 yakıtının kullanımı durumunda meydana gelen ekserji kaybının, biyodizel yakıtına göre daha az olduğu anlaşılmıştır. Sonuç olarak en ekonomik çalışma hızının 2000 dev/dk olduğu belirlenmiştir.

Benjumea ve ark. (2009) yakıt olarak dizel ve hurma yağından elde edilen biyodizel kullanan turbo şarjlı bir dizel motora ekserji analizini de içine alan bir yanma analizi modeli uygulaması ve beraberinde deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneyler deniz seviyesinden 500 m ve 2400 m yüksekliklerde, kararlı haldeki çalışma koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda, dizel yakıtla karşılaştırıldığında, hurma yağından elde edilen biyodizel ile çalışması durumunda motor gücünün daha düşük olduğu görülmüştür. Ayrıca dizel yakıtla karşılaştırılması durumunda, yakıt olarak biyodizel kullanılmasının ve deneylerin yapıldığı yüksekliğin, enjeksiyon zamanı ve yanma zamanı üzerinde etkili olduğu görülmüştür.

Caton (2010) bu çalışmada buji ateşlemeli bir otomobil motorunda sekiz farklı yakıt kullanılması durumu için detaylı termodinamik analiz yapmıştır. Bu yakıtlar metan, propan, hekzan, izooktan, metanol, etanol, karbon monoksit ve hidrojendir. Motor hızı ve motor yükünün fonksiyonu olarak egzoz gaz sıcaklığı, ısı transferi akımı ve motorun termal verimi gibi motor performans parametreleri belirlenmiştir. Çalışmada kullanılan yakıtlar için ekserji yıkımı parametresinin değişimi Şekil 2.10'da verilmiştir. İkinci yasa analizi sonucunda ise aynı çalışma şartlarında yanma prosesi boyunca ekserji yıkımı oranının % 8 (karbon monoksit için) ile % 21 (izooktan için) arasında değiştiği sonucuna varılmıştır. Diğer yakıtların ekserji yıkım oranları bu iki değer arasında yer almaktadır. Ekserji yıkımı oranlarındaki farklılıklar yakıt moleküllerinin oksijen atomları bulundurması ve yakıt moleküllerinin karmaşıklığı ile ilişkilendirilmiştir.



Şekil 2.10. bmep değeri 325 kPa, denklik oranı 1.0 ve devir sayısı 2000 dev/dk olan motorun sekiz farklı yakıt için ekserji yıkımlarının oranları (Caton, 2010)

Tat (2011) dört stroklu, dört silindirli, turbo şarjlı bir dizel motor üzerinde enerji, ekserji ve ısı salınımı üzerinde çalışmıştır. Motorda sarı gres metil ester (YGME), soya yağı metil ester (SME) yakıtları ve soya yağı metil estere % 0.75 ve 1.5 oranlarında setan yükseltici 2-ethilhekzil nitrat ilavesiyle elde edilen (SME-0.75% EHN), (SME-1.5% EHN) iki farklı yakıt kullanılmıştır. Yakıtların ekserjetik verimleri karşılaştırıldığında SME yakıtının ekserjetik veriminin diğerlerine oranla daha yüksek olduğu, bu yakıtı sırasıyla SME–% 0.75EHN, SME–% 1.5EHN ve YGME yakıtının izlediği görülmüştür. Ayrıca setan sayısının ve ateşleme gecikme süresinin artmasının dizel motorun ekserjetik verimini artırdığı görülmüştür.

Zheng ve Caton (2012) bu çalışmada dizel motorlarda düşük sıcaklıktaki yanma durumunda enerji ve ekserji dağılımını hesaplamak için termodinamiğin ikinci yasasını içeren bir motor simülasyonu kullanmışlardır. Dört farklı EGR seviyesi ve iki farklı enjeksiyon zamanından oluşan sekiz farklı çalışma durumu için EGR seviyelerinin ve enjeksiyon zamanının birinci ve ikinci yasa üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışma sonunda EGR seviyesi arttıkça emme sıcaklığının ve denklik oranın arttığı görülmüştür. Sonuçlar % 0 EGR seviyesinde yakıt ekserjisinin yaklaşık % 30'unun yanma prosesi boyunca yıkılmakta olduğunu ve % 45 EGR seviyesinde ekserji yıkımının yakıt ekserjisinin % 20'sine kadar düştüğünü göstermiştir.

Costa ve ark. (2012) yaptıkları çalışmada doğal gaz ve dizel yakıtının birlikte kullanılması durumundaki dizel motor performans karakteristiklerini hem teorik olarak hem deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada dizel motor 10 ile 150 kW güç aralığında çalıştırılmıştır. Güç değişiminin 10 kW'dan 150 kW'a çıkması durumunda termal verimin saf dizel yakıtın kullanılması durumu için % 15.7'den % 37.9'a, çift yakıtlı durumda ise % 10.02'den % 55.13 değerine çıktığı görülmüştür. Ayrıca çalışmada aynı güç aralığı için saf dizel yakıtının kullanılması durumunda ekserjetik verimin % 14.6'den % 35.4'e, çift yakıtlı durumda % 9.57'den % 52.38 değerine ulaştığı saptanmıştır.

Abedin ve ark. (2013) içten yanmalı motorlara ve LHR motora enerji analizinin uygulanması ile ilgili bir derleme çalışması yapmışlardır. Literatürdeki çalışmalar hem kullanılan alternatif yakıtlar bakımından hem de tek bölgeli termodinamik model veya çok bölgeli termodinamik model kullanılması bakımından sınıflandırılmıştır. Biyodizel yakıtının kullanıldığı çalışmalar incelendiğinde biyodizellerin dizel yakıtından daha düşük termal verim sağladığı, aynı çıkış gücü için özgül yakıt tüketiminin, biyodizel için daha yüksek olduğu görülmüştür. İhtiva ettikleri oksijen molekülleri nedeniyle biyodizel kullanılması durumunda, motorda ısı transferi nedeniyle meydana gelen kaybın dizel yakıt kullanılması durumundan daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Biyodizel için soğutma suyu nedeniyle meydana gelen kaybın, egzozdaki kayba oranla daha yüksek olduğu görülmüştür.

Debnath ve ark. (2013) palmiye yağı metil esteri (POME) ile çalışan tek silindirli, direkt enjeksiyonlu bir dizel motoru için enerji ve ekserji analizi uygulamasının içeren bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada 16, 17, 17.5 ve 18 olmak üzere dört farklı sıkıştırma oranının ve üst ölü noktadan 20°, 23° ve 28° önce olmak üzere üç farklı ateşleme zamanının POME yakıtı kullanılması durumundaki enerji ve ekserji analizi terimlerinin dağılımı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Çalışma sonucunda POME ile çalıştırılan motorda, yakıt tarafından sağlanan enerjinin yaklaşık % 26'sının güce dönüştürülebildiği, ekserji analizinde ise bu oranın % 30 olduğu görülmüştür. Elde edilmek istenen güç ekserjisinin sıkıştırma oranındaki artışa bağlı olarak arttığı görülmüştür. Ayrıca ateşleme oranının hem ilerlemesi hem gerilemesi durumlarının bu ekserji terimini arttırdığı sonucuna varılmıştır.

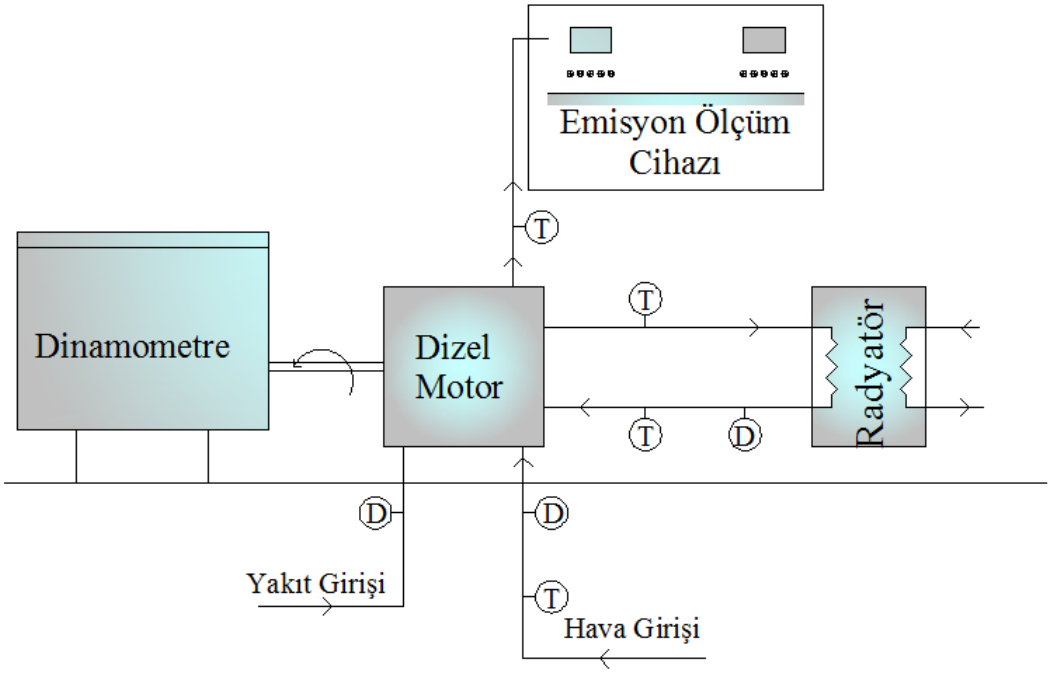
3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Motora enerji ve ekserji analizinin uygulanabilmesi için gerekli veriler T.C. Aksaray Üniversitesi Meslek Yüksekokulu, Otomotiv Teknolojisi Programı laboratuarında yapılan deneyler sonucunda elde edilmiştir. Motor, hidrolik dinamometre, emisyon ölçüm cihazı, radyatör, sıcaklık ölçüm cihazları, debi ölçüm cihazları ve kontrol panelinden oluşan deney düzeneği Şekil 3.1'de, deney düzeneğinin şematik görünüşü Şekil 3.2'de gösterilmiştir.

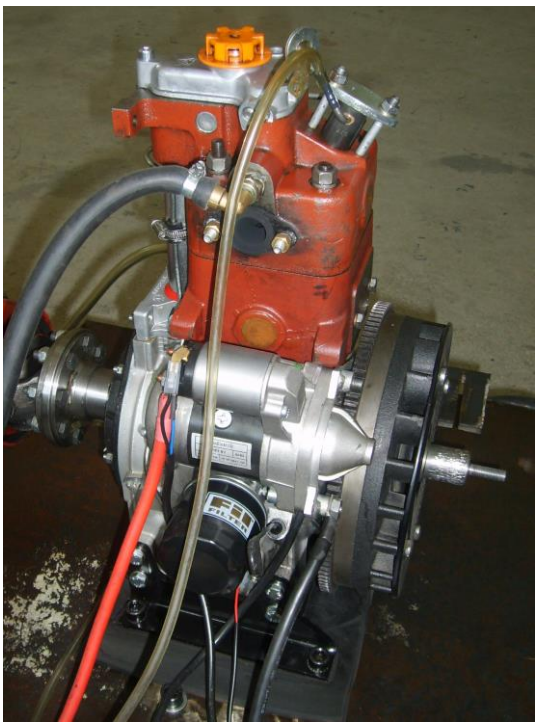


Şekil 3.1. Deney düzeneği



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik görünümü

Deneysel çalışma sırasında kullanılan tek silindirli Antor marka 3LD510 model dizel motor Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Motor özellikleri, motor performans çıktıları sırasıyla Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.2'de verilmiştir.



Şekil 3.3. Deney motoru

Çizelge 3.1. Deney motorunun özellikleri

Marka ve Model	Antor 3LD510
Motor tipi	Dört zamanlı, Direkt enjeksiyonlu
Silindir Sayısı	1
Silindir Hacmi	510 cc
Çap X Strok, mm X mm	85 X 90
Soğutma Sistemi	Sıvı Soğutmalı
Sıkıştırma Oranı	17.5:1
Maksimum Motor Devri	3300 dev/dk
Maksimum Motor Gücü	9 kW
Maksimum Motor Torku	32.8 Nm
Özgül Yakıt Tüketimi	190 gr/HP sa

Çizelge 3.2. Motor performans çıktıları ve egzoz emisyon çıktıları

Motor Performans Çıktıları	Ölçülen	Motor Torku, Yakıt Tüketimi, Hava Tüketimi
	Hesaplanan	Motor Gücü, Özgül Yakıt Tüketimi,
Egzoz Emisyon Çıktıları	CO, CO_2, O_2, NO, HC	

Motorun çalışma sıcaklığına geldikten sonra yüklenmesi ve motor gücünü hesaplamak için kullanılan motor torkunun ölçümü deney düzeneğindeki hidrolik dinamometre yardımı ile yapılmıştır. Devir ölçüm aralığı 0-6500 dev/dk ve tork ölçüm aralığı 0-450 Nm olan hidrolik dinamometre Şekil 3.4'de gösterilirken, dinamometrenin özellikleri Çizelge 3.3'de verilmiştir.

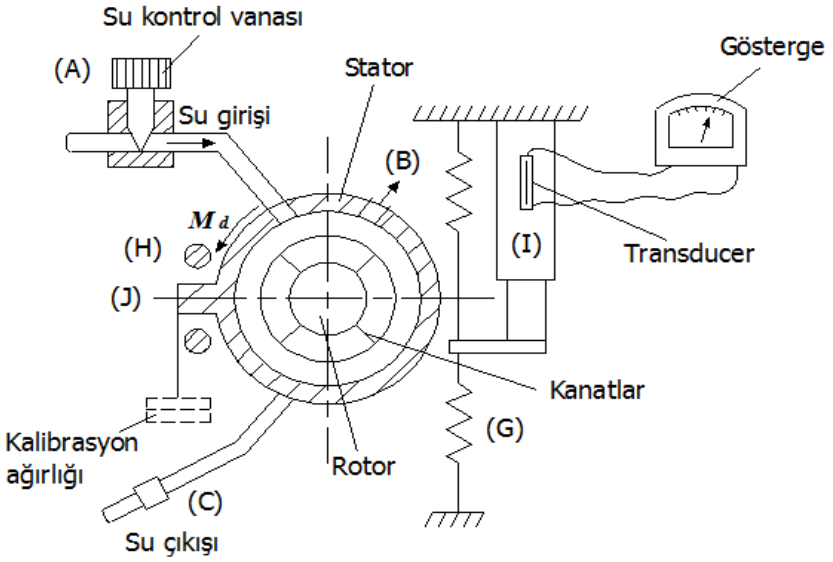


Şekil 3.4. Dinamometre

Çizelge 3.3. Dinamometrenin özellikleri

Frenleme Şekli	Hidrolik
Model	NF150
Maksimum Devir	6500 dk^{-1}
Maksimum Tork	450Nm
Dinamometre ve Kontrol Düzeneğine Bağlı Diğer Ölçüm Parametreleri	
Yakıt Tüketimi	(g/s)
Motor Suyu giriş ve Çıkış Sıcaklıkları, Egzoz Sıcaklığı	C-K
Hava Tüketimi (orifis plaka ile)	g

Hidrolik dinamometre motor miline bağlı bir rotor ve rotoru çevreleyen statordan oluşmaktadır.



Şekil 3.5. Hidrolik dinamometrenin şematik resmi (Anonim, 2014ı)

Hidrolik dinamometrenin şematik resmi olan Şekil 3.5'de görüldüğü gibi statorun içine bir miktar su doldurulur. Motor mili döndükçe motor miline bağlı rotor da döner ve rotorun kanatları suyu dışarı doğru atar. Dışarı atılan su çevrede girdap hareketleri yaparak ısınır ve motorun ürettiği mekanik enerjiyi yutarken, öte yandan motorun döndürme momentine eşit bir momentle su freninin statorunu çevirmeye çalışır. Statorun hareketi engellenerek döndürme momentine karşılık gelen ve moment koluna etki eden kuvvet ölçülür. düzenekte I çubuğuna yapıştırılmış ve uygun şekilde kalibre edilmiş transducer'ler aracılığı ile döndürme momenti bir göstergeden okunabilir (Anonim, 2014ı).

Deneyler sırasında yakıt sarfiyatının tayini için 2.5 litre kapasiteli bir yakıt deposu ve 0-3 kg ölçüm kapasitesine sahip yük hücresi kullanılmıştır. Yakıt ölçüm ünitesi Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6. Yakıt ölçüm ünitesi

Gerekli kalibrasyon işlemlerinden sonra egzoz emisyonları Bosch-BEA 350 model egzoz gaz ölçüm cihazı ile yapılmıştır. Ölçüm cihazı, emisyonların egzoz gazının hacimsel debisine oranını % olarak ölçebilmektedir. Egzoz gaz ölçüm cihazı egzoz gazının belirli bileşenlerinin hacimsel oranlarını belirlemeye yarar. Egzoz gaz emisyon ölçüm cihazları egzoz gazında bulunan bileşimlerin ölçümünü kızılötesi emme yöntemine göre yapar. Bu yöntem gazların kızılötesi ışınlarca yutulmasına dayanır. Şekil 3.7'de deney düzeneği içerisinde yer alan egzoz ölçüm cihazı ve Çizelge 3.4'de ise egzoz cihazının ölçtüğü bileşenler, ölçüm aralıkları ve hassasiyetleri verilmiştir.

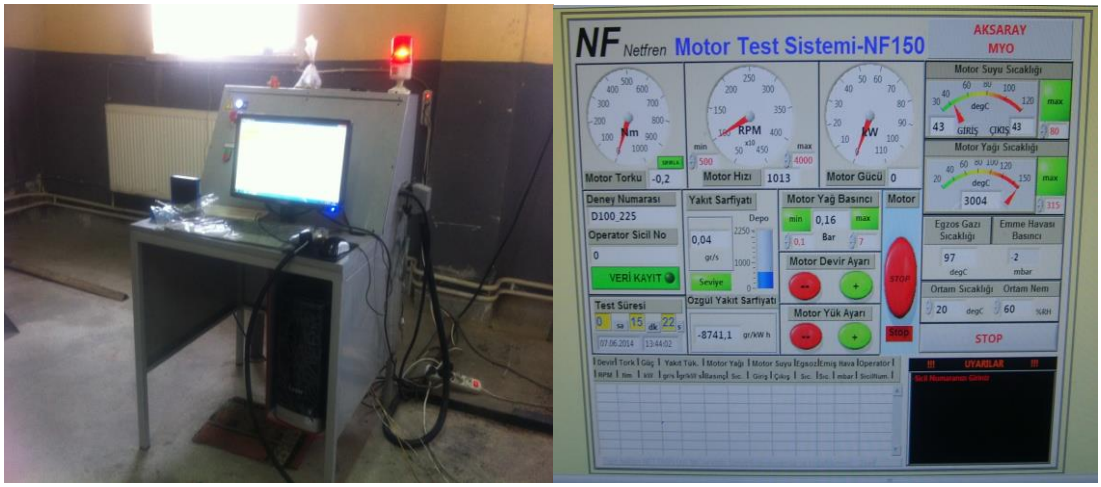


Şekil 3.7. Egzoz gaz ölçüm cihazı

Çizelge 3.4. Egzoz gaz ölçüm cihazı

Ölçüm	Ölçüm Aralığı	Hassasiyeti
CO (% hacimce)	0-9.999	± 0.01
CO_2 (% hacimce)	0-19.99	± 0.01
HC (ppm)	0-2500	± 1
O_2 (% hacimce)	0-25	0.1
Hava Fazlalık Katsayısı (λ)	0.8-2	0.01
İs (% hacimce)	0-99.99	0.01
NO (ppm)	0-9999	1

Dış hava sıcaklığı, soğutma suyunun motora giriş ve çıkış sıcaklığı, egzoz sıcaklığı, k tipi sıcaklık ölçerler ile ölçülüp, kontrol panelindenokunmuştur. Şekil 3.8'de hava, su, egzoz ve yakıtlarla ilgili verileri gösteren kontrol paneli gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Kontrol paneli

Alternatif yakıtlar arasında en fazla ilgi gören yakıt olan biyodizel bitkisel ve hayvansal yağlardan, yağ atık ve artıklarından üretilen TS EN 14214 standartlarına uygun yağ asidi metil ester karışımıdır (İşler, 2012).

Biyodizel petrol kökenli yakıtlarla karşılaştırıldığında pek çok avantaja sahiptir.

❖ Yenilenebilir hammaddelerden türetilebilmesi neticesinde petrol bağımlılığını azaltabilir.

❖ Atık hayvansal ve bitkisel yağlardan üretilebilir.

❖ Biyolojik olarak hızlı ve kolay parçalanabilir. Çevre dostudur.

❖ NO_x hariç birçok egzoz emisyonunu (yanmamış hidrokarbon, CO, partikül madde) azaltma yeteneğine sahiptir.

❖ Motor karakteristiklerinde iyileşme sağlamakla birlikte, motor ömrünü uzatmaktadır.

❖ Yüksek parlama noktasına sahiptir.

❖ Kullanımı ve depolanması güvenilirdir.

❖ Yağlayıcılık özelliği yüksektir, zehirleyici değildir.

❖ Dizel yakıta oranla daha yüksek setan sayısına sahiptir.

❖ Sülfür içermeyen çevre dostu bir yakıttır.

❖ Kanserojenik madde, kükürt, aromatik hidrokarbonlar, metaller ve ham petrol atıklarını içermez.

❖ Dizel motorda saf olarak kullanılabilmesinin yanında dizel yakıtla karıştırılarak da kullanılabilir.

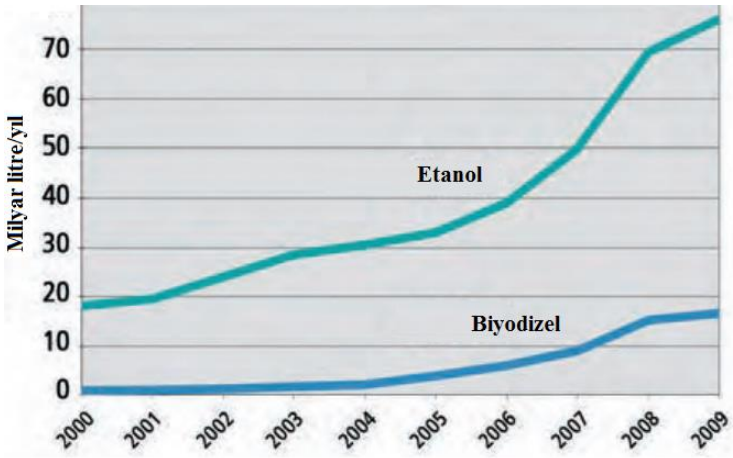
❖ Oksijen içeriklidir (yaklaşık olarak ağırlığının %11'i kadar) ve bozunabilirdir. Yakıt sisteminde herhangi bir modifikasyon ve ilave aksama ihtiyaç duyulmadan kullanılabilir.

Bu avantajlarına karşılık sahip olduğu dezavantajlar ise şu şekilde sıralanabilir.

❖ Isıl değeri dizel yakıta oranla düşüktür. Bu da motor gücünde düşüşlere neden olmaktadır.

❖ Biyodizel ve biyodizel-dizel karışımlarının, dizel yakıttan daha yüksek akma ve bulutlanma noktasına sahip olması, soğuk hava şartlarından kolayca etkilenebilmesine neden olduğundan, bu durum soğuk iklim bölgelerinde kullanımını kısıtlamaktadır. Azot oksit emisyonları dizel yakıta oranla yüksektir (Anonim, 2014e; Alptekin ve Çanakcı, 2006; Aktaş, 2009; Demirci ve ark, 2011; Knothe ve ark., 2004; Karaosmanoğlu, 2008).

İlk biyodizel üretimi 1988 yılında, 500 ton/yıl kapasite ile bir çiftçi kooperatifince gerçekleştirilirken, ilk endüstriyel ölçekteki biyodizel üretimi de, 10000 ton/yıl kapasite ile Avusturya'da gerçekleştirilmiştir. Dizel yakıta göre sahip olduğu avantajlar Şekil3.9'da görüldüğü gibi biyodizel üretiminin ve kullanımının günden güne artmasının yolunu açmıştır. 2009 yılı itibariyle dünyadaki biyodizel üretimi 16.6 milyar litre/yıl değerine ulaşmıştır (Anonymous, 2014e; Karaosmanoğlu, 2008).



Şekil 3.9. Biyodizel ve etanol üretimi (Anonymous, 2014e)

Dünyadaki duruma paralel olarak Türkiye'de de biyodizele olan ilgi giderek artmaktadır. Özellikle biyodizel elde edilebilen bitkilerin ekim yapılabileceği uygun alanların mevcut oluşu Türkiye için avantaj sağlarken, ekili alanların sadece % 6.2'sinde yağlı tarım ürünlerinin ekiminin yapılması biyodizel üretimini sınırlamaktadır. Bu tez çalışması sırasında kullanılan biyodizel, ekimi genellikle sulanabilen bölgelerde yapılan ve % 20-45 yağ oranına sahip olan aspir bitkisinden elde edilmiştir. Selçuk Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makineleri Bölümü Biyodizel Laboratuarından temin edilen biyodizel yakıtı, transesterifikasyon (alkoliz) yöntemiyle üretilmiştir. Transesterifikasyon esterler ve gliserol oluşturmak üzere bitkisel ve hayvansal yağların kısa zincirli alkollerle bir katalizör varlığında reaksiyonuna verilen addır. Bu metotla özellikle bitkisel yağların dizel motorlarda uzun süre kullanılması durumunda ortaya çıkan işletme ve dayanıklılık problemleri ortadan kaldırılırken, yağların viskoziteleri azaltılabilir (Ilkılıç ve ark., 2011). Bu çalışmada transesterifikasyon sürecinde hammadde olarak aspir bitkisinden, mono hidrik alkol olarak da Konya Şeker Fabrikası'ndan alınan biyoetanolden faydalanılmıştır. Katalizör olarak sodyum hidroksitin kullanıldığı süreç sonunda yağ asidi esterleri (metil esterler) ve gliserin elde edilmiştir (İşler, 2012; Anonim, 2014f).

Petrokimyasal olarak üretilen etanolden sadece üretim yolu bakımından ayrılan biyoetanol, hammaddesi şeker pancarı, mısır, buğday ve odunsular gibi şeker, nişasta veya selüloz özlü tarımsal ürünlerin fermantasyonu ile elde edilmektedir (Anonim, 2014g; Melikoğlu ve Albostan, 2011). Ulaşım araçlarında benzin ve dizelle çeşitli oranlarda karıştırılarak kullanılan bu yakıt, içeriğindeki oksijen miktarı nedeniyle

yanmayı iyileştirici özelliğe sahiptir. Biyoetanolün sahip olduğu diğer önemli özellikler aşağıda verilmektedir (Anonim, 2014h).

- ❖ Yenilenebilir kaynaklardan üretilen bir yakıttır.
- ❖ Egzoz emisyonlarını azaltır.
- ❖ Doğaya zarar vermeden çözünebilir.
- ❖ Üretim kısıtlaması yoktur.
- ❖ Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda kullanılması durumunda partikül madde emisyonlarını azaltma potansiyeline sahiptir.
- ❖ Biyodizel ile karıştırılarak kullanılmasının viskoziteyi ve soğukta filtre tıkanma noktasını düşürücü özelliği vardır.

Şekil 3.9'da görüldüğü gibi 2009 yılı için dünya biyoetanol üretim miktarı 2008 yılındaki üretime oranla % 10'luk bir artışla 76 milyar litre/yıl değerine ulaşmıştır. Türkiye mevcut potansiyeli ile dünyanın biyoetanol üretimi eğilimini yakalayarak dünyada bu konuda ilk on ülkeden biri olmayı başarmıştır (Anonymous, 2014e; Melikoğlu ve Albostan, 2011).

Çizelge 3.5'de deneyler sırasında kullanılan yakıtların kimyasal özellikleri verilmiştir. Deney yakıtlarına ait analizler Gebze'de bulunan TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi Enerji Enstitüsü'nde yaptırılan analizlerle elde edilmiştir.

Çizelge 3.5. Yakıtların özellikleri

		Biyoetanol	Dizel	Biyodizel
Kimyasal Denklem		C_2H_5OH	$C_{12.226}H_{23.29}$	$C_{19}H_{35.64}O_2$
	C	52	85.29	77.06
	H	13	13.64	12.13
Ağırlıkça	S	-	1.07	-
%	O	35	-	10.81
Yoğunluk (kg/m^3), 15^{o}C' de		794	834.5	885.6
Kinematik Viskozite (mm^2/s), 40 °C'ta		1.1	2.794	4.353
Yağ Asidi Metil Ester içeriği (% (m/m))		-	-	97.24
Alt Isıl Değer (MJ/kg)		28.4	43.14	38.59
Setan Sayısı		-	55.2	55.7
Su içeriği (mg/kg)		170	70	400
Asit sayısı (mg KOH/g)		-	<0.1	0.15
İyot sayısı (gr iyot/100g)		-	-	117
Parlama noktası (°C)		-	68.5	156.5
Oksidasyon Kararlılığı (saat), 110 ^{o}C' de		>1	2	0.31
Karbon Kalıntısı (%, m/m)		0.007	<0.1	0.2
SFTN (°C)		-	-14	-8
Bakır Şerit Korozyon		1a	1a	1a
Bulutlanma Noktası (°C)		-	-12	-4
Oksijen İçeriği (%, m/m)		34.91	-	10.32
Saflık (%)		99.8	-	-

Motorda yakıt olarak saf dizel, yağlı tohum bitkilerinden biri olan aspirden elde edilmiş biyodizel ve biyoetanol kullanılmıştır. Deneyler % 100 dizel (D100), % 92 dizel +% 3 biyodizel+ % 5 biyoetanol (D92B3E5), % 85 dizel +% 10 biyodizel+ % 5 biyoetanol (D85B10E5), % 80 dizel +% 15 biyodizel+ % 5 biyoetanol (D80B15E5), % 75 dizel +% 20 biyodizel+ % 5 biyoetanol (D75B20E5) şeklinde hazırlanan her bir yakıt numunesi için gerçekleştirilmiştir. Oluşan bu yakıtlar için 1000 dev/dk ile 3000 dev/dk arasında 200 dev/dk aralıklarla on iki devir sayısında yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler kullanılarak motora enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Egzoz emisyon ölçümleri sonucu oluşturulacak gerçek yanma denklemleri referans alınarak, farklı yakıtların kullanılmasının enerji ve ekserji üzerine etkisi incelenmiştir.

3.2. Yöntem

3.2.1. Enerji analizi

İş yapabilme yeteneği olarak tanımlanan enerji; ısıl, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, kimyasal, nükleer gibi değişik biçimler alabilmektedir. Bu enerji biçimlerinin tümü sistemin toplam enerjisini oluşturmaktadır. Manyetik, elektrik ve yüzey gerilmesiyle ilgili enerji biçimlerinin dikkate alınmaması durumunda bir sistemin toplam enerji miktarı, birim kütle için kinetik, potansiyel ve iç enerjilerinin toplamı olarak ifade edilebilir (Çengel ve Boles, 2006).

$$e = u + e_{kn} + e_{pt} \tag{3.1}$$

Bu ifadede e_{kn} kinetik enerjiyi, e_{pt} potansiyel enerjiyi, u iç enerjiyi temsil etmektedir.

❖ Birim kütle için e_{kn}; sistemin bir referans noktasına göre hareketi sonucunda sahip olduğu enerji şeklinde ifade edilir.

$$e_{kn} = \frac{V^2}{2} \tag{3.2}$$

❖ Birim kütle için e_{pt}; sistemin yerçekimi ivmesi altındayken bir referans noktasına göre yüksekliğinden kaynaklanan enerjidir.

$$e_{pt} = gz \tag{3.3}$$

❖ Birim kütle için u, sistemin molekül yapısı ve moleküler hareketliliği ile ilgili olan mikroskobik enerjilerin toplamı olarak tanımlanır.

Doğanın en temel yasalarından biri olan enerjinin korunumu ilkesi bir etkileşim sırasında enerjinin bir biçimden başka bir biçime dönüşebileceğini fakat toplam miktarının sabit kalacağını belirtmektedir. Bu ifadeye göre, bir hal değişimi sırasında kapalı bir sistemin toplam enerjisindeki net değişimin, sisteme giren toplam enerji ile sistemden çıkan toplam enerjinin farkına eşit olacağı söylenebilir (Çengel ve Boles, 2006).

$$\left\{\begin{array}{l}\text{Sisteme Giren}\\ \text{Toplam Enerji}\end{array}\right\} - \left\{\begin{array}{l}\text{Sistemden Çıkan}\\ \text{Toplam Enerji}\end{array}\right\} = \left\{\begin{array}{l}\text{Sistemin Toplam}\\ \text{Enerjisindeki Değişim}\end{array}\right\}$$

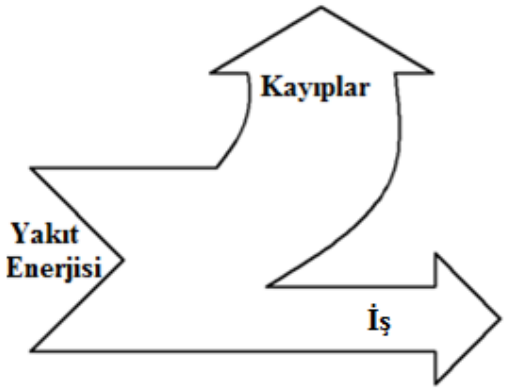
Bir sisteme enerji geçişi üç faklı şekilde olabilmektedir. Bunlar ısı geçişi, iş geçişi ve kütle geçişi şeklindedir. Genel manada enerjinin korunumu ilkesi (3.4) bağıntısıyla ifade edilmektedir.

$$E_{giren} - E_{çıkan} = \Delta E_{sistem} \tag{3.4}$$

3.2.1.1. İçten yanmalı motorlarda enerji analizi

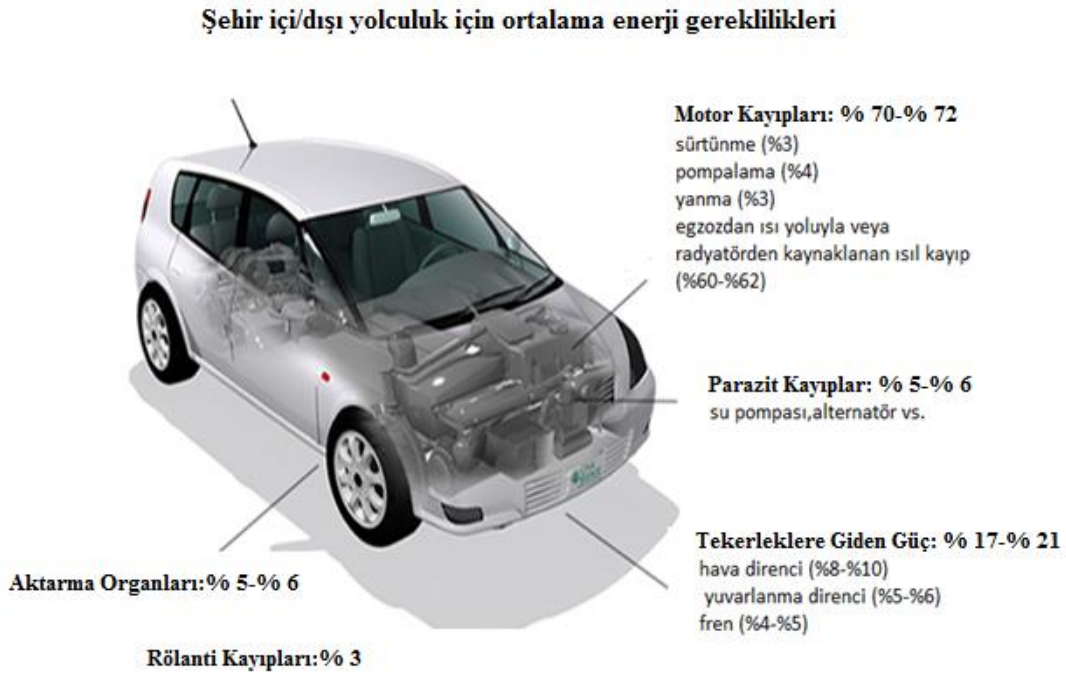
İçten yanmalı motorlar, yakıtın kimyasal enerjisini yanma işlemiyle birlikte ısı enerjisine dönüştüren ve böylece silindir içinde sıcaklık ve basınçları yükselen yanma gazlarının piston hareketine neden olmasıyla ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren sistemlerdir (Anonymous, 2013a).

Şekil 3.10'da da ifade edildiği gibi içten yanmalı motorlarda yakıtın yanmasıyla oluşan enerjinin bir kısmı meydana gelen çeşitli kayıplar sonucunda azaldığından yakıt enerjisinin tamamı işe dönüştürülemez (Çengel ve Boles, 2006).



Şekil 3.10. Enerji akış diyagramı

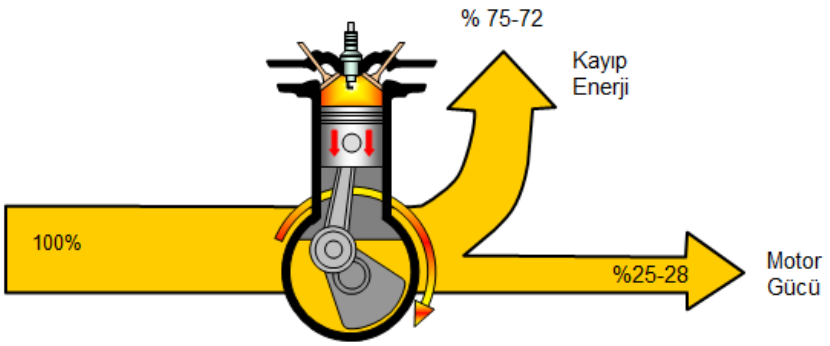
Anonymous (2013b)'e göre benzinli bir motora sahip bir aracın deposuna konulan yakıtın yalnızca % 14 – % 26'lik kısmı ile aracın hareketi sağlanmaktadır. Motorlu taşıtlarda meydana gelen kayıplar genel manada, motordan kaynaklanan kayıplar, aktarma organlarından kaynaklanan kayıplar ve güç aksesuarlarından kaynaklanan kayıplar olarak sınıflandırılabilir. Araçlarda meydana gelen kayıpların en fazla olduğu sınıf motor kayıplarıdır. Motor kayıplarını da egzoz gazından ısı transfer yoluyla meydana gelen kayıplar ve diğer kayıplar olarak alt sınıflara ayıracak olunursa bu kayıpların oranları Şekil 3.11'de görülebilir.



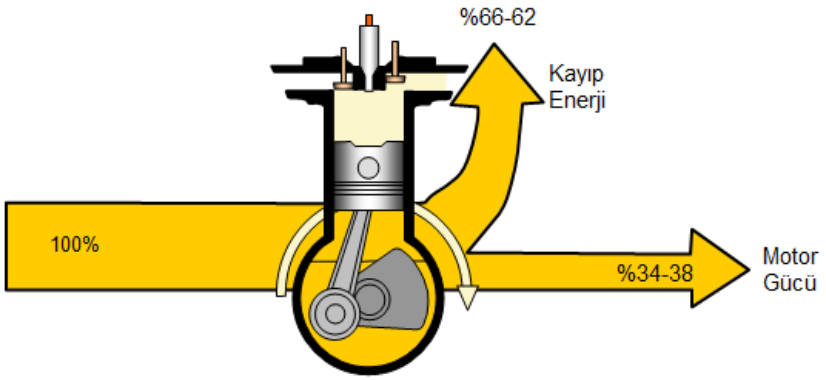
Şekil 3.11. Motorlu taşıtlarda meydana gelen kayıplar (Anonymous, 2013b)

Çizelge 3.6. Benzinli ve dizel motorlar için maksimum güçte enerji dengesi (Heywood, 1988)

Maksimum güçte motor enerji dengesi				
	Enerji yüzdeleri (%)			
	$\dot{W}$	$\dot{Q}_{eg.}$	$\dot{Q}_{soğ.}$	$\dot{Q}_{kayıp}$
Benzinli motor	25-28	34-45	17-26	5-15
Dizel motor	34-38	22-35	16-35	3-8

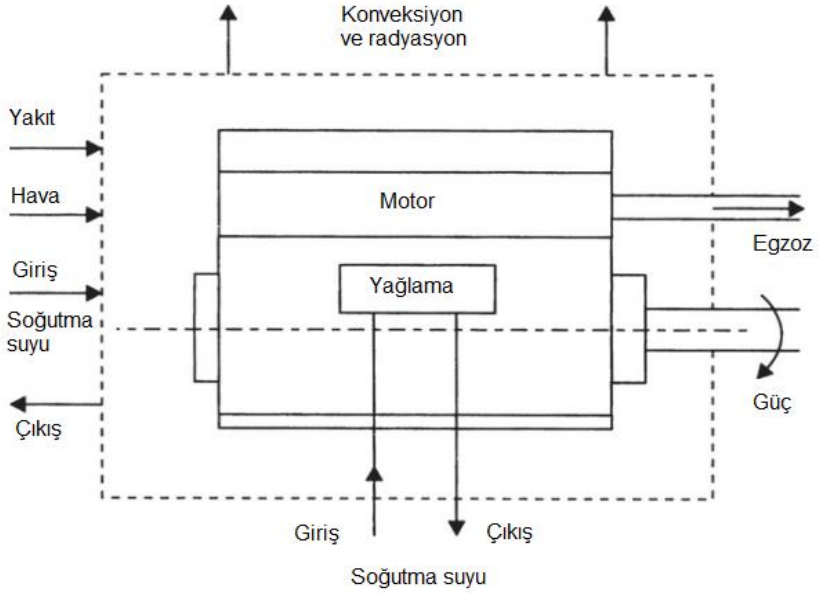


Şekil 3.12. Benzinli bir içten yanmalı motor için enerji dengesi (Anonymous, 2013c)



Şekil 3.13. Dizel yakıtlı bir içten yanmalı motor için enerji dengesi (Anonymous, 2013c)

Heywood (1988)'un maksimum güçte benzinli ve dizel motor için verdiği enerji dağılımı değerleri örnek olması açısından Çizelge 3.6'da verilmiştir. Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'de motor gücüne dönüşen ve kaybolan enerji akımları karşılaştırılmıştır ve meydana gelen kayıpların oranlarının farklı olduğu görülmüştür. Bu sonuçların birçok nedeni olabilir. Bu sebeplerden biri dizel motorun daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalışması ve böylece daha yüksek tork ile beraber yakıtın kimyasal enerjisinden daha çok iş elde edilmesidir. Ayrıca dizel motorlarda meydana gelen kendiliğinden tutuşma nedeniyle buji ateşlemesi sırasında buji etrafında meydana gelebilecek ısı kayıpları en aza indirilir. Bu ve benzeri etkileri incelemek için içten yanmalı motordaki enerji akımlarını gösteren bir kontrol hacmi Şekil 3.14'de verilmiştir.



Şekil 3.14.İçten yanmalı motorda enerji akışlarını gösteren kontrol hacmi (Martyr ve Plint, 2011)

Bu şekle göre kontrol hacmine giren ve çıkan çeşitli enerji akımları

Giriş:

- Yakıt, yanma tepkimesi için gerekli
- Hava, yakıtın yanması için gerekli

Çıkış:

- Motor tarafından elde edilen güç
- Egzoz gazı
- Soğutma suyu
- Silindirden çevre ortama olan konveksiyon ve radyasyon ile ısı transferi (Martyr ve Plint, 2011)

Enerji analizi, iş ya da ısı olarak kontrol hacmi boyunca transfer olan enerjinin ve bu sınırlardan geçen kütle akışı ile ilişkili entalpilerin fonksiyonu olarak enerji değişimlerini hesaplama olanağı sunar (Abedin ve ark., 2013). İçten yanmalı motorlar mekanik bir çevrim gerçekleştirseler de termodinamik bir çevrim gerçekleştiremezler. Çünkü içten yanmalı motorlarda iş akışkanı olan gaz ilk haline dönmek yerine motordan dışarı atılır.

Motora enerji analizini uygulamadan önce hesaplamaların basitleştirilmesi amacıyla aşağıdaki varsayımlar yapılmaktadır. Bu varsayımlar aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

❖ Motor, kararlı durumda çalışmaktadır.

❖ Motorların termodinamik davranışlarını belirleyebilmek için sistemin açık sistem olduğu kabul edilir. Dinamometreyi de içine alan tüm motor kontrol hacmini oluşturmaktadır.

❖ Yanma havası ve egzoz gazının ideal gaz karışımı olduğu kabul edilmektedir.

❖ Kütle giriş ve çıkış akımlarının potansiyel ve kinetik enerjileri ihmal edilmektedir (Tat, 2011).

Sürekli akışlı açık bir termodinamik sistem olarak kabul edilen motor için kütle dengesi (3.5) bağıntısıyla verilirken, motor için enerji dengesi (3.6) bağıntısıyla gösterilir.

$$\sum \dot{m}_{giriş} = \sum \dot{m}_{çıkış} \tag{3.5}$$

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{W} + \dot{Q}_{eg} + \dot{Q}_{kayıp} \tag{3.6}$$

şeklinde yazılır. Bu ifadedeki $\dot{E}_{yakıt}$ yakıt enerjisi akımını, $\dot{W}$ motor gücünü, $\dot{Q}_{eg}$ egzoz enerji akımını, $\dot{Q}_{kayıp}$ silindir bloğundan çevreye geçen, soğutma suyuna giden ısı akımını ve sürtünme kayıplarını vb. içermektedir.

Yakıt enerji akımı, $\dot{E}_{yakıt}$

Kontrol hacmindeki enerji girişinin yalnızca yakıtın kimyasal enerjisinden ibaret olduğu varsayımı yapılarak, yakıt enerji akımının yakıtın alt ısıl değeri (H_u) ile debisinin ($\dot{m}_{yakıt}$) fonksiyonu olduğu söylenebilir. Bu durumda yakıt enerji akımı (3.7) bağıntısıyla ifade edilebilir.

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} H_u \tag{3.7}$$

Bu bağıntıda yakıtın alt ısıl değerinin kullanılmasının nedeni yanma sonu sıcaklığının çok yüksek oluşundan ötürü yanma sonunda suyun buhar fazında olmasıdır.

Efektif güç, $\dot{W}$

Silindir içindeki gaz karışımından pistona transfer edilen işi hesaplamak için silindir basınç verisi kullanılabilir. Burada bahsedilen basınç strok hacmine bölünmüş çevrim başına net iş miktarını ifade eden (*imep*) indike ortalama efektif basınçtır. Başka bir ifadeyle sıkıştırma ve genişleme boyunca gaz tarafından yapılan her bir yer değiştirmedeki net iş miktarı olarak da tanımlanabilir. Motor hızı ve büyüklüğünden bağımsız olmasından dolayı indike ortalama efektif basınç, motorların karşılaştırılmasında ve motor veriminin belirlenmesinde önemli bir parametredir ve (3.8) bağıntısıyla ifade edilebilir (Anonim, 2013a; Martyr ve Plint, 2011; Yun ve ark, 2012).

$$imep = \frac{\oint PdV}{V_d} \tag{3.8}$$

Sürtünme efektif ortalama basınç ifadesi (*fmep*) mekanik sürtünmelerden kaynaklanan birim alan başına sürtünme gücü olarak ifade edilir ve (3.9) ile verilen Winterbone bağıntısı ile hesap edilebilir (Winterbone ve Horlock, 1986; Yun ve ark, 2012).

$$fmep = 0.061 + 1.167\ P_{\max} + 4.9x10^{-6}\ N_e \tag{3.9}$$

Bu bağıntıdaki $P_{\max}$ silindir içindeki maksimum basınç iken, N_e motor devrini göstermektedir. Ortalama fren efektif basınç (*bmep*) birim hacim için motor tarafından sağlanan şaft işidir ve indike ortalama efektif basınç ile sürtünme ortalama efektif basınç arasındaki farkı ifade eder. Bu tanımlamalardan hareketle silindir başına fren gücü (3.11) bağıntısıyla hesap edilebilir (Yun ve ark, 2012).

$$bmep = imep - fmep \tag{3.10}$$

$$\dot{W} = bmep\frac{V_d N_e}{2} \tag{3.11}$$

Bu bağıntıda yer alan iki katsayısı motorun dört stroklu oluşunu ifade etmektedir. Çünkü dört stroklu motorlarda krankın iki çevriminde bir iş elde edilir. Başka bir deyişle dört stroklu motorlarda iki strokta bir iş yapılır. Daha basit şekilde güç, tork ve devir sayısının fonksiyonu olarak (3.12) bağıntıyla hesap edilebilir.

$$\dot{W} = \frac{\pi N_e \tau}{30} \tag{3.12}$$

Egzoz enerjisi akımı, $\dot{Q}_{eg}$

Deneyler sırasında ölçümü yapılan emisyon değerleri kullanılarak elde edilen yanma denklemlerinden hareketle, her bir ürünün debileri ve entalpi değerleri yardımıyla egzoz enerjisi akımı bulunabilir. $\dot{m}_{eg}$ egzoz gazının kütlesel debisi, h_{eg} egzoz gazının entalpisi olmak üzere egzoz enerji akımı (3.13) bağıntısı yardımıyla hesap edilebilir.

$$\dot{Q}_{eg} = \dot{m}_{eg}\, h_{eg} \tag{3.13}$$

Kayıp enerji akımı, $\dot{Q}_{kayıp}$

Yakıtın yanmasıyla elde edilen enerjinin bir kısmı soğutma suyu ve yağlama yağına geçerken bir kısmı da egzozdan dışarıya atılır. Bahsi geçen bu kayıplar hesap edilebilirken bir kısım yakıt enerji akımı da ısı transferi yoluyla kaybolur. Isı transferi kayıpları genellikle ve silindir duvarlarından ve silindir kafasından iletim, konveksiyon ve radyasyonla meydana gelebildiği gibi, emme ve egzoz supapları gibi motor bileşenlerinde de oluşur. Bu kayıpların ifadesi olan $\dot{Q}_{kayıp}$ diğer enerji analizi terimlerinin enerjinin korunumunu ifade eden (3.6) bağıntısında yerine yazılması ile bulunabilir.

Termal verim, η

Yakıttan elde edilen enerji akımının motorda güce çevrilen kısmının ifadesi olan verim (3.14) bağıntıyla verilebilir.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_{yakıt}} \tag{3.14}$$

Özgül yakıt tüketimi, *bsfc*

Yüke ve devir sayısına bağlı olarak değişen bu terim birim güç başına harcanan yakıt debisi olarak ifade edilmektedir.

$$bsfc = \frac{\dot{m}_{yakıt}}{\dot{W}} \tag{3.15}$$

3.2.2. Ekserji analizi

Termodinamik bakış açısı ile ekserji; belli bir başlangıç halinden çevreyle denge haline gelirken, sistemden elde edilebilecek maksimum miktarda iş olarak tanımlanır (Çengel ve Boles, 2006). Fran Bosnjakovic'e göre ekserji tersinir bir süreç sonunda çevre ile sistemin denge haline gelmesi durumunda elde edilebilecek maksimum iş miktarıdır (Rosen ve Dincer, 2001; Üçgül ve Koyun, 2004). Daha basit şekilde ifade edilecek olursa termodinamiğin ikinci yasasına dayanan ekserji, enerjinin kullanılabilir kısmıdır.

Ekserji analizi enerjinin iş yapabilme potansiyelini (nicelik) ve beraberinde kalitesini (nitelik) belirleyerek enerjinin kullanılamayan kısmının ve tersinmezlikler sonucu oluşan kayıpların sistemin hangi kısımlarında hangi miktarda olduğunu saptayan analizdir (Fartaj, 1991; Song ve ark., 2002; Korobitsyn, 1998; Çengel ve Boles, 2006). Dolayısıyla entropi üretimine bağlı olarak enerjinin niteliğindeki ve iş yapma

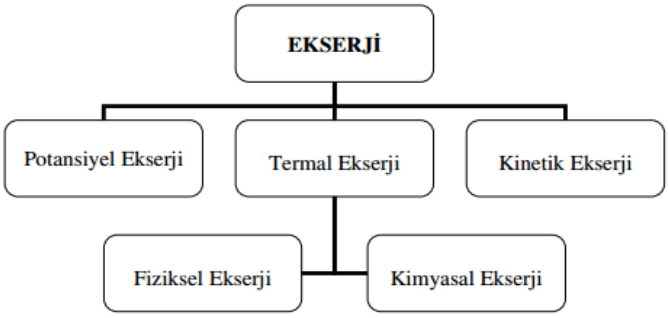
olanağındaki azalmanın tespit edilmesi ve hal değişiminin yönünün belirlenmesi ekserji analizinin inceleme alanı içine girer (Utlu, 2003).

İkinci kanun analizinde iki farklı yöntem kullanılmaktadır. Bunlar entropi üretimine dayalı olan yöntem diğeri ise kullanılabilir enerji miktarına dayalı olan ekserji analizi yöntemidir. Ekserji, enerjinin hem niteliğini hem niceliğini belirtirken entropi enerjinin sadece niteliğinin ve kalitesinin bir ifadesidir. Bu durum entropi üretimine dayalı analizi kısıtlamaktadır. Bununla beraber (3.16) bağıntısıyla verilen entropi üretimine dayalı analiz yönteminin karışık işlemler gerektirebilmesi nedeniyle ekserji analizinin tercih edilmesi işlem kolaylığı açısından avantaj sağlamaktadır (Olcayer, 2005; Gürsürer, 2005).

$$\dot{E}_{yıkım} = T_0 S_{üretim} \tag{3.16}$$

Ekserji analizinin önemi aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- ❖ Enerji kaynaklarının kullanımının çevreye olan etkilerini belirler.
- ❖ Enerji sistemlerinin analizinin daha iyi yapılabilmesinin yolunu açar.
- ❖ Kütle ve enerjinin korunumu ile birlikte termodinamiğin ikinci yasasını kullanır.
- ❖ Ekserji kaybı, genellikle sonlu sıcaklık farkı nedeniyle meydana gelen ısı transferi, karışım, yanma ve sürtünme prosesleri ve gazların genleşmesi, kimyasal reaksiyonlar gibi tersinmezlikler nedeniyle olur. Analiz yapılan sistemdeki kayıpların hangi kısımlarda hangi miktarlarda olduğunu belirler. Kaynakların verimli şekilde kullanımını destekler (Caton, 2010).
- ❖ Analiz sonucunda sistemde düşük verimli kısımlarda iyileştirmeler yapılarak, tersinmezlikler azaltılabilir. Verimi artırmak için, ekserji yıkımı ve ekserji kayıplarının en aza indirilmesi için önlemler önerilebilir.
- ❖ Ekserji veya ikinci yasa verimleri gerçek sistem performansını maksimum performansla karşılaştırır. Sistemdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerinin tasarlanmasının ne kadar mümkün olduğunu ortaya çıkarır.
- ❖ Çeşitli tasarımların ve termodinamik parametrelerin ekserji yıkım ve kayıplar üzerindeki etkisini analiz eder. Böylece farklı uygulamalar mukayese edilebilir (Dinçer, 2002; Rakopoulos ve Giakoumis, 2006b).



Şekil 3.15. Akış halindeki ekserji çeşitleri

Şekil 3.15'de de ifade edildiği gibi akış halindeki bir maddenin birim kütlesi için toplam ekserjisi kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal ekserjilerin toplamından oluşur.

$$\varepsilon = \varepsilon_{kn} + \varepsilon_{pt} + \varepsilon_{fzk} + \varepsilon_{kim} \tag{3.17}$$

Bu ifadede birim kütle için, ε_{kn} kinetik ekserjiyi, ε_{pt} potansiyel ekserjiyi, ε_{fzk} fiziksel ekserjiyi, ε_{kim} kimyasal ekserjiyi temsil etmektedir. Bununla birlikte potansiyel, kimyasal ve fiziksel ekserjilerin toplamını termomekanik ekserji şeklinde ifade ederek, toplam ekserjiyi termomekanik ve kimyasal ekserjilerin toplamı olarak temsil etmek de mümkündür (Sorathia ve Yadav, 2012).

$$\varepsilon_{tm} = \varepsilon_{kn} + \varepsilon_{pt} + \varepsilon_{fzk} \tag{3.18}$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{tm} + \varepsilon_{kim} \tag{3.19}$$

❖ Birim kütle için ε_{kn}; sistemin bir referans noktasına göre hareketi sonucunda sahip olduğu enerjinin iş potansiyeli şeklinde ifade edilir. Kinetik enerjinin tamamı işe dönüştürülebilir.

$$\varepsilon_{kn} = \frac{V^2}{2} \tag{3.20}$$

❖ Birim kütle için ε_{pt}; sistemin yerçekimi ivmesi altındayken bir referans noktasına göre yüksekliğinden kaynaklanan enerjinin iş potansiyeldir. Kinetik enerjiye benzer şekilde potansiyel enerjinin tamamı işe dönüştürülebilir.

$$\varepsilon_{pt} = gz \tag{3.21}$$

❖ Fiziksel ekserji; Yılbaşı (2007) tarafından akış halinde olan bir maddenin, tersinir fiziksel prosesler ile ilk koşullarından yani P_0, T_0 koşullarından belirli çevre koşullarına getirilmesi durumunda ortaya çıkan maksimum iş miktarı şeklinde tanımlanmıştır (Çalışkan, 2009).

Birim kütle için ε_{fzk};

$$\varepsilon_{fzk} = \left[(h - h_0) - T_0(s - s_0\right] \tag{3.22}$$

$$\varepsilon_{fzk} = \left[(u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0\right] \tag{3.23}$$

bağıntılarıyla ifade edilir. İlk bağıntı açık sistemler için, ikinci bağıntı ise kapalı sistemler için fiziksel ekserjiyi temsil etmektedir. Burada bahsi geçen h ve s belli bir sıcaklık ve basınç değeri için sırasıyla birim kütle başına entalpi ve entropi değerleridir. h_0 ve s_0 ise akışkanın referans çevre ile dengede olduğu durumdaki entalpi ve entropi değerlerini temsil etmektedir. Fiziksel ekserji ifadesinde yer alan özgül ısı ifadesinin T sıcaklığının fonksiyonu olması durumunda $h - h_0$ ve $u - u_0$ aşağıdaki bağıntılarla hesaplanır.

$$h_{(T_2)} - h_{(T_1)} = \int_{T_1}^{T_2} c_P(T)dT \tag{3.24}$$

$$u_{(T_2)} - u_{(T_1)} = \int_{T_1}^{T_2} c_V(T)dT \tag{3.25}$$

olur. Mükemmel gaz yaklaşımında olduğu gibi özgül ısı ifadesinin sıcaklıktan bağımsız olması durumunda ise $h - h_0$ ve $u - u_0$ için bağıntılar

$$h_{(T_2)} - h_{(T_1)} = c_P(T_2 - T_1) \tag{3.26}$$

$$u_{(T_2)} - u_{(T_1)} = c_v(T_2 - T_1) \tag{3.27}$$

biçiminde yazılabilir (Çengel ve Boles, 2006). Yukarıda iç enerji ve entalpi için verilen denklemlere benzer şekilde özgül ısı ifadesinin T sıcaklığına bağlı olarak değişmesi durumunda $(s - s_0)$ terimi

$$s_{(T,P)} - s_{(T_0,P_0)} = \int_{T_0}^{T} \frac{c_P(T)}{T} dT - R\ln\frac{P}{P_0} \tag{3.28}$$

$$s_{(T,P)} - s_{(T_0,P_0)} = \int_{T_0}^{T} \frac{c_v(T)}{T} dT - R\ln\frac{v}{v_0} \tag{3.29}$$

ile verilirken özgül ısıların sıcaklığa bağlı değişmemesi durumunda (mükemmel gaz yaklaşımı)

$$s - s_0 = c_P \ln\frac{T}{T_0} - R\ln\frac{P}{P_0} \tag{3.30}$$

$$s - s_0 = c_v \ln\frac{T}{T_0} + R\ln\frac{v}{v_0} \tag{3.31}$$

bağıntılarından bulunur (Çengel ve Boles, 2006).İdeal gaz kabul edilen, özgül ısısı sabit basınç için verilmiş hava ve yanmış gazların fiziksel ekserjisi

$$\varepsilon_{fzk} = C_{P(T)}\left[T - T_0 - T_0\ln(\frac{T}{T_0})\right] + RT_0\ln(\frac{P}{P_0}) \tag{3.32}$$

bağıntısıyla bulunabilir (Kotas, 1995; Ebadi ve Gorji-Bandby, 2005; Çalışkan, 2009).

Bir sistem çevresiyle termal ve mekanik manada dengede olsa da kimyasal olarak dengede değilse ölü halde olduğu söylenemez. Dolaysıyla kimyasal denge sağlanana kadar iş elde edilmeye devam edilir. Bundan dolayı kimyasal ekserji çevreyle kimyasal dengeye ulaşıncaya kadar sistemden elde edilecek fazla iş miktarıdır (Çengel ve Boles, 2006; Rakopoulos ve Giakoumis, 2006b).

❖ Birim kütle için ε_{kim} ; gaz çevre şartlarında bulunmak şartıyla

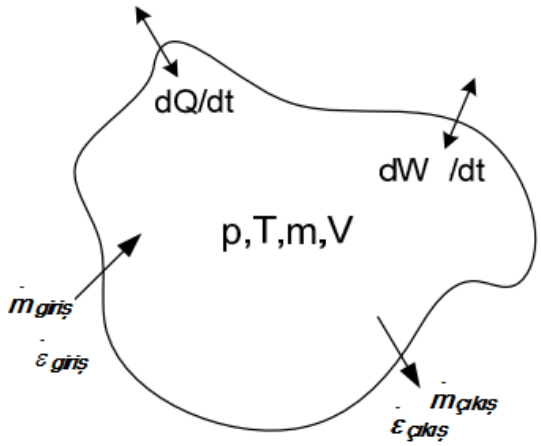
$$\varepsilon_{kim} = -\overline{R}T_0 \ln \frac{P_0\, y^e}{P_0} \tag{3.33}$$

bağıntısıyla gösterilmektedir. Bu ifadedeki 0 alt indisi sistemin çevre koşullarında olduğunu, $\overline{R}$ evrensel gaz sabitini, y^e egzoz gazı bileşeninin çevre içindeki mol kesrini ifade etmektedir.

Ekserji dengesi veya ekserjinin azalması ilkesi; bir hal değişimi sırasında sistemin ekserji değişimi, sistemin sınırlarından olan net enerji geçişi ile tersinmezliklerin sonucu olarak sistemin sınırları içindeki ekserji yok oluşu arasındaki farktır şeklinde ifade edilir (Çengel ve Boles, 2006). Bu tanıma göre ekserji dengesi

$$\left\{\begin{matrix}\text{Toplam}\\ \text{Ekserji}\\ \text{Girişi}\end{matrix}\right\} - \left\{\begin{matrix}\text{Toplam}\\ \text{Ekserji}\\ \text{Çıkışı}\end{matrix}\right\} - \left\{\begin{matrix}\text{Toplam}\\ \text{Ekserji}\\ \text{Yok Oluşu}\end{matrix}\right\} = \left\{\begin{matrix}\text{Sistemin Toplam}\\ \text{Ekserjisindeki}\\ \text{Değişim}\end{matrix}\right\}$$

şeklinde ifade edilir. En genel manada açık bir sistemdeki ekserji dengesinin gösterimi olan Şekil 3.16'dan hareketle bir sisteme ekserji geçişinin, enerji geçişine benzer şekilde üç faklı yolla meydana geldiği söylenebilir. Bunlar ısı geçişi, iş geçişi ve kütle geçişi şeklindedir.



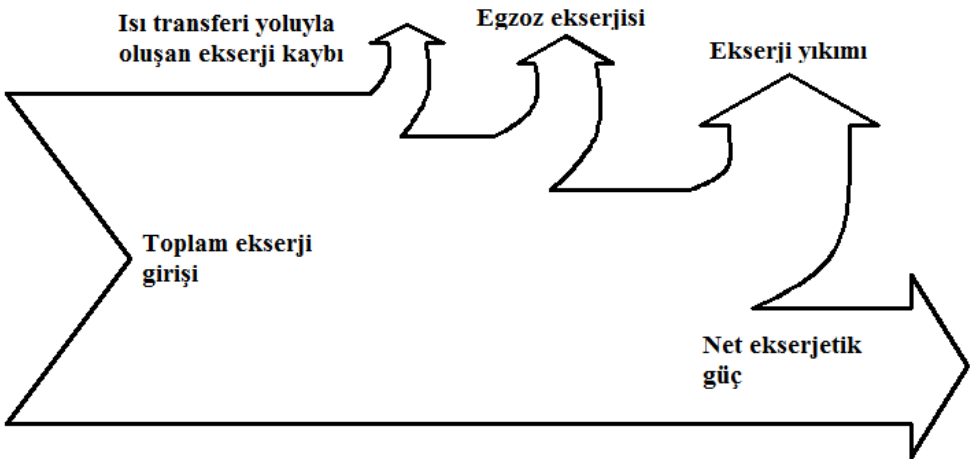
Şekil 3.16. Açık bir sistemdeki ekserji dengesi (Rakopoulos ve Giakoumis, 1988)

Genel manada ekserjinin azalması ilkesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\underbrace{Ex_{giren} - Ex_{çıkan}}_{\substack{\text{Isı, iş, kütle ile} \\ \text{net ekserji geçişi}}} - \underbrace{Ex_{yıkım}}_{\substack{\text{Ekserji yok} \\ \text{oluşu}}} = \underbrace{\Delta Ex_{sistem}}_{\substack{\text{Ekserjideki} \\ \text{Değişim}}} \tag{3.34}$$

3.2.2.1. İçten yanmalı motorlarda ekserji analizi

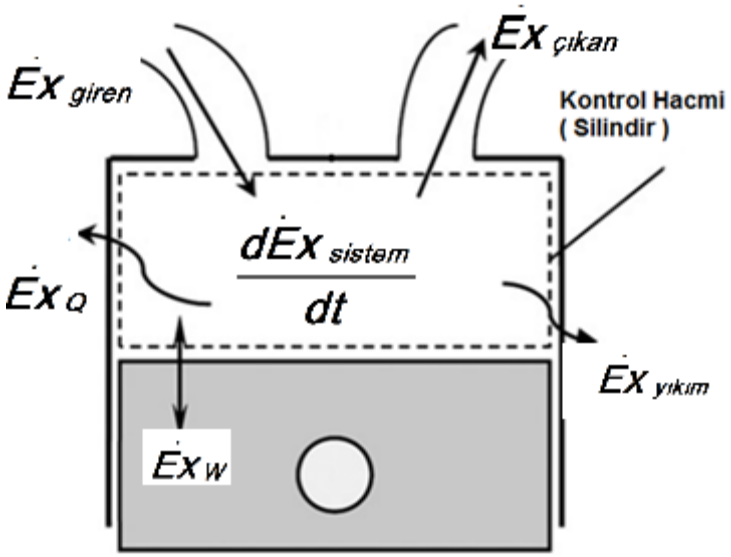
İçten yanmalı motorlarda kullanılan yakıtın enerji akımının, elde edilmek istenilen motor gücüne en yüksek oranda dönüştürülmesi istenir. Fakat "Termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin sadece bir kaynaktan ısı alıp, net iş üretmesi olanaksızdır."şeklindeki Kelvin Planck ifadesi gereğince yakıt enerjisinin tamamının işe dönüşmesi yani enerji dönüşümünün yüzde yüz sağlanması mümkün değildir. Bu enerji dönüşümündeki kayıpların bir kısmı sistemdeki tersinmezliklerden kaynaklanır.



Şekil 3.17. Ekserji Akış Diyagramı

40 yılı aşkın süredir kullanılan birinci yasa analizine ilave olarak ekserji analizinin uygulanması motorun enerjiyi nasıl kullandığını saptamaya olanak sağladığı gibi, motor içindeki tersinmezliklerin kaynağının belirlenmesini, böylece motor verimi hakkında daha doğru bilgi edinilmesini sağlar (Ozcan, 2010). Böylece performans artırma ve kaynak kullanımının iyileştirilmesi konusunda yapılacak çalışmalarda kolaylık sağlar. İçten yanmalı motorlarında uygulanan ekserji analizi, motor termodinamiği bakımından daha ayrıntılı ve doğru araştırmalar yapılmasını sağlayarak

gerçeğe daha yakın sonuçların elde edilmesini sağlar (Chow ve Wyszynski, 2000; Zhang, 2002; Abdel-Rahim, 1984; Rakopoulos ve Giakoumis, 2006b; Caton, 2005).



Şekil 3.18. Motor silindirindeki ekserji dengesi (Zheng ve Caton, 2012)

İçten yanmalı motorlarda silindir içindeki ekserji yıkımı, farklı sıcaklıklardaki gazların karışması, meydana gelen türbülans, akış kayıpları, emme valfindeki yakıt hava karışımının artık gazlarla karıştırılması gibi durumlara bağlıdır (Rakopoulos ve Giakoumis, 1988).

Motor silindirindeki ekserji dengesinin ifade eden Şekil 3.18'den hareketle, sürekli akışlı açık bir termodinamik sistem için ekserjinin azalması ilkesi genel manada (3.35) bağıntısı ile ifade edilir.

$$\dot{E}x_Q + \dot{E}x_w + \sum \dot{m}_{giriş}\,\dot{\varepsilon}_{giriş} - \sum \dot{m}_{çıkış}\,\dot{\varepsilon}_{çıkış} - \dot{E}x_{yıkım} = 0 \qquad (3.35)$$

Bu ifadedeki $\dot{E}x_Q$ ısı yoluyla ekserji akımını, $\dot{E}x_w$ ekserjetik gücü, $\sum \dot{m}_{giriş}\,\dot{\varepsilon}_{giriş} - \sum \dot{m}_{çıkış}\,\dot{\varepsilon}_{çıkış}$ kütle ile ekserji geçişi akımını, $\dot{m}$ kütlesel debiyi, ε birim kütle için ekserjiyi, $\dot{E}x_{yıkım}$ tersinmezliklerden dolayı yok olan ekserji akımını ifade etmektedir.

Yakıt ekserji akımı, $\dot{E}x_{giren}$

Yakıt ekserjisi akımı hesap edilirken yanma havasının çevre şartlarında motora girdiği kabul edilerek havanın ölü halde bulunduğu varsayımı ile havanın ekserjisinin sıfır olduğu kabul edilir (Uçkun, 2004). Böylece giriş ekserjisinin yakıtın ekserjisinden ibaret olduğu söylenebilir. Bu durumda yakıt ekserji akımı ($\dot{E}_{yakıt}$), yakıtın kütlesel debisi ($\dot{m}_{yakıt}$) ve özgül yakıt ekserjisinden ($\varepsilon_{yakıt}$) hareketle (3.36) bağıntısıyla ifade edilebilir.

$$\dot{E}x_{giren} = \dot{m}_{yakıt}\,\varepsilon_{yakıt} \tag{3.36}$$

Giriş ekserjisi için gerekli ε özgül yakıt ekserjisinin, φ kimyasal ekserji faktörü ile arasındaki ilişki

$$\varepsilon_{yakıt} = H_u\varphi \tag{3.37}$$

bağıntısıyla verilir. Nem içermeyen sıvı yakıtların kimyasal ekserji faktörü (φ), Kotas (1995) tarafından geliştirilen ve yakıtın kütlesel olarak hidrojen (h), oksijen (o) ve sülfür (α) oranlarını kullanarak %0.38 hata payına sahip olan 3.38 no'lu bağıntıyla hesap edilir.

$$\varphi = 1.0401 + 0.1728\frac{h}{c} + 0.0432\frac{o}{c} + 0.2169\frac{\alpha}{c}(1 - 2.0628\frac{h}{c}) \tag{3.38}$$

Efektif güç ekserjisi, $\dot{E}x_W$

Efektif güç, tork (τ), açısal hız (ω) cinsinden (3.12) bağıntısıyla ifade edilmek üzere, ekserjetik güç ekserjisi($\dot{E}x_W$) motordan elde edilen efektif güce eşittir.

$$\dot{E}\,x_W = \dot{W} \tag{3.39}$$

Egzoz ekserji akımı, $\dot{E}\,x_{eg}$

Yanma denkleminin elde edilmesi:

Yanma denklemini basitleştirmek adına yanma havasının hiç su buharı içermediği ve molar bazda % 21 oksijen ve % 79 azot içerdiği varsayılmaktadır. Genel olarak C_aH_b şeklinde verilen bir hidrokarbon için teorik yanma denklemi

$$C_aH_b + (a+\frac{b}{4})(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow aCO_2 + (\frac{b}{2})H_2O + ((a+\frac{b}{4})3.76)N_2 \tag{3.40}$$

şeklinde yazılır. Bu denklemin, yakıta uygulanması durumunda, yakıtın teorik yanma denklemi elde edilir. Yakıtın gerçek yanma denkleminin elde edilebilmesi için yanma gazının emisyon ölçüm sonuçları referans alınmaktadır. Bu işlem sırasında havanın içindeki N_2'nin NO, NO_x gibi gazlara dönüşmediği kabul edilmektedir. Ayrıca yanmamış hidrokarbonların emisyon miktarlarının küçük olduğu varsayılarak yanma denkleminde HC'ye yer verilmemektedir.

Yanma ürünlerinin gerçek kütlelerinin bulunması:

Egzoz emisyon ölçümlerinin sonuçları kullanılarak gerçek yanma denklemindeki her bir ürünün mol sayıları bulunabilir. Bu mol sayıları yakıtın gerçek yanma denkleminin denkleştirilmesini sağlar.

$$n_i = \frac{m_i}{M_{a_i}} \tag{3.41}$$

$$m_{egzoz} = \sum M_{a_i}.\, n_i \tag{3.42}$$

Yanma ürünlerinin toplam kütle içindeki oranını veren x_i kütlesel kesir ifadesi aşağıdaki bağıntılar yardımıyla elde edilir.

$$x_i = \frac{m_i}{m_{toplam}} \tag{3.43}$$

$$x_i = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{toplam}} \tag{3.44}$$

Bilindiği gibi kimyasal denklemler kütlenin korunumu yasasına uygun olarak denkleştirilirler. Motora kütlenin korunumu yasası uygulanırken egzozdan çıkan gazın % 2 kayıpla çıktığı kabul edilmektedir (Uçkun, 2004). Böylece motor test sonuçlarından elde edilen yakıtın ve havanın kütlesel debileri kullanılarak egzoz gazının debisi (3.45) bağıntıyla, egzoz gazı bileşenlerinin debisi ise (3.46) bağıntısıyla hesap edilebilir.

$$\dot{m}_{eg} = \left(\dot{m}_{yakıt} + \dot{m}_{hava} \right)(0.98) \tag{3.45}$$

$$\dot{m}_i = x_i m_{toplam} = x_i \dot{m}_{eg} \tag{3.46}$$

Yanma ürünlerinin toplam ekserjileri

Egzoz ekserjisinin kimyasal ve potansiyel ekserjileri ihmal edilerek termomekaniksel ve kimyasal ekserjilerin toplamından meydana geldiği söylenebilir. Egzoz gazları için fiziksel ekserji teriminin hesap edilmesi sırasında kullanılan (3.22) bağıntısındaki entalpi ve entropi değerleri deneyler sırasında ölçümü yapılan egzoz sıcaklığı ve çevre sıcaklığı kullanılarak bulunabilir.

Egzoz gazları için kimyasal ekserji teriminin hesabı sırasında referans çevrenin molar olarak farklı kompozisyonlarda ideal gaz karışımlarından oluştuğu varsayılmaktadır. Bu gaz karışımları ve referans çevredeki mol kesirleri Çizelge 3.7'de verilmiştir.

Çizelge 3.7. Çevrenin tanımı (Moran ve Shapiro, 2000).

Referans bileşen	Mol kesri (%)
N_2	75.6700
O_2	20.3500
CO_2	0.03450
$H2_O$	3.03000
CO	0.00070
SO_2	0.00020
H_2	0.00005
Diğer	0.91455

Birim kütle için yanma ürünlerinin her birinin toplam ekserjisinin, kimyasal ve termomekanik ekserjilerin toplamı şeklinde hesap edilerek (3.47) bağıntısında yerine yazılmasıyla egzoz ekserji akımı hesap edilebilir.

$$\dot{E}x_{eg} = \dot{m}_i \, \varepsilon_{top_i} \tag{3.47}$$

Isı transferi yoluyla ekserji akımı, $\dot{E}\,x_Q$

Ekserji kaybı bir hal değişimi sırasında kaybedilen iş potansiyelinin bir ölçüsüdür (Çalışkan, 2009). Isı transferi nedeniyle meydana gelen ekserji kaybının bulunabilmesi için öncelikle sürekli akışlı açık bir termodinamik sistem olarak düşünülen motora enerjinin korunumu ilkesini ifade eden (3.6) bağıntısının uygulanması gerekir. Böylece ısı transferi yoluyla enerji akımı ($\dot{Q}$), soğutma suyu sıcaklığı (T_{ss}) ve çevre sıcaklığı (T_0) kullanılarak ısı transferi yoluyla ekserji akımı aşağıdaki bağıntı ile hesap edilebilir.

$$\dot{E}\,x_Q = \sum (1 - \frac{T_0}{T_{ss}})\dot{Q} \tag{3.48}$$

Ekserji yıkımı akımı, $\dot{E}\,x_{yıkım}$

Motorda yakıtın ekserjisinin bir kısmı işe dönüşürken bir kısmı da egzoz gazları ile motordan soğutma suyuna geçerek ve silindirden ısı transferi yoluyla kaybolmaktadır. Bir kısım ekserji de başta yanma tersinmezliği olmak üzere motor içerisindeki tersinmezliklerinden dolayı yıkıma uğramaktadır. Ekserji yıkımı akımı, diğer ekserji terimlerinin ekserji dengesi bağıntısı (3.35)'de yerine yazılmasıyla hesap edilebilir.

Ekserjetik verim, η_{II}

Bir prosesin ideal duruma yaklaşmasının bir ölçüsü olarak tanımlanan verim farklı uygulamaları karşılaştırmak ve motor üzerinde çeşitli etkileri incelemek için kullanılır (Rakopoulos ve Giakoumis, 1988). Birinci yasa verimine kıyasla ikinci yasa verimi termodinamik bakış açısıyla sistemin performansının daha doğru bir ölçüsüdür ve birinci yasa verimine göre daha anlamlı, objektif ve yararlıdır (Moran ve Shapiro, 2000). Motor için emme manifoldundan giren yakıtın enerji akımının ne kadarının güce dönüştürüldüğünün ifadesi olan ikinci yasa verimi aşağıdaki bağıntıyla hesap edilebilir.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}\, x_W}{\dot{E}\, x_{giren}} \tag{3.49}$$

Motorda üretilen toplam entropi, $S_{üretim}$

Sürtünme, karışım, kimyasal tepkimeler, sonlu sıcaklık farkı boyunca ısı geçişi, aşırı genleşme, sanki dengeli olmayan sıkıştırma ve genişleme gibi tersinmezlikler sistemin entropisini artıran etkilerdir. Entropi üretimi hal değişimi sırasında bu tip etkilerin oluşturduğu entropinin bir ölçüsüdür. Motorda meydana gelen prosesler sırasında enerjinin niceliği (miktarı) korunurken niteliği azalmaktadır. Ekserji analizinde de görüldüğü gibi enerjinin kullanılabilir kısmı azalırken berberinde entropi artışını meydana getirir. Motorda üretilen toplam entropi (3.50) bağıntısıyla hesap edilebilir (Çengel ve Boles, 2006).

$$S_{üretim} = \frac{\dot{E}x_{yıkım}}{T_0} \tag{3.50}$$

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1. Araştırma Bulguları

Bu bölümde enerji ve ekserji analizinin uygulanması için gerekli tüm veriler, yakıtlara ve devir sayılarına bağlı olarak verilmiştir. Ayrıca motorun 1400 dev/dk'da D100 yakıtı ile çalıştırılması durumu için örnek bir hesaplama yapılmıştır.

4.1.1. Örnek hesaplama

4.1.1.1. Enerji analizi

Efektif güç, $\dot{W}$

Tüm devir sayıları ve tüm yakıt numuneleri için deneyler sırasında elde edilen motor torku verileri Çizelge 4.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Motor torku (Nm)

dev/dk	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
1000	33.5236	30.2934	29.4033	29.0958	28.5255
1200	34.8884	31.5504	30.7528	30.1856	29.3658
1400	35.3605	32.0270	31.4277	31.1938	30.2970
1500	35.1580	31.9675	30.9568	30.2224	29.8087
1600	33.7204	30.7290	29.8223	29.0060	28.1519
1800	32.4152	29.0251	28.2108	27.7299	26.8369
2000	33.5348	30.2985	29.5514	28.1573	27.3050
2200	32.7088	29.4753	28.4550	27.9740	27.0064
2400	31.9297	28.3329	27.3104	26.9567	25.6897
2600	30.9352	27.2712	26.6427	26.0082	25.1925
2800	29.1254	26.6337	25.1777	24.9798	24.0388
3000	26.2608	23.6662	23.2551	22.5530	22.0668

Tüm yakıtlar için motor torku maksimum değerini 1400 dev/dk'da almıştır. D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5yakıtları için ortalama tork değerleri 32.46 kW, 29.27 kW, 28.41 kW, 27.84 kW, 27.02 kW olarak elde edilmiştir.

Bu veriler kullanılmak üzere D100 ve 1400 dev/dk için efektif güç, (3.12) bağıntısı yardımıyla $\dot{W} = \frac{\pi N_e \tau}{30} = \frac{\pi\ (1400)\ (35.3605)}{30} = 5.1841\ \text{kW}$ olarak hesaplanmıştır.

Yakıt enerji akımı, $\dot{E}_{yakıt}$

Literatürde de örneklerine rastlandığı gibi, karışım halinde bulunan yakıtların alt ısıl değerleri, dizel, biyodizel ve biyoetanol yakıtlarının alt ısıl değerleri kullanılarak interpolasyonla elde edilmiştir. Elde edilen bu ısıl değerler Çizelge 4.2'de, her bir devir sayısı ve yakıt için yakıt debisinin aldığı değerler ise Çizelge 4.3'de verilmiştir. Bu değerler kullanılarak (3.7) bağıntısı yardımıyla yakıt enerji akımı hesap edilebilir.

$\dot{E}_{yakıt} = (0.00038\ \text{kg/s})(43144\ \text{kJ/kg}) = 16.39472\ \text{kW}$

Çizelge 4.2. Yakıtların alt ısıl değerleri (MJ/kg)

D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
43.145	42.271	41.952	41.724	41.497

Çizelge 4.3. Tüketilen yakıt miktarının yakıtlara ve devir sayısına bağlı değişimi (g/s)

d/d	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
1000	0.33	0.33	0.33	0.34	0.34
1200	0.35	0.37	0.37	0.37	0.38
1400	0.38	0.39	0.39	0.39	0.39
1500	0.41	0.43	0.42	0.42	0.42
1600	0.44	0.44	0.45	0.44	0.44
1800	0.48	0.46	0.47	0.47	0.46
2000	0.55	0.52	0.54	0.53	0.53
2200	0.59	0.58	0.58	0.58	0.58
2400	0.65	0.64	0.65	0.64	0.65
2600	0.71	0.70	0.70	0.70	0.71
2800	0.72	0.71	0.69	0.70	0.70
3000	0.74	0.75	0.75	0.74	0.75

Egzoz enerji akımı, $\dot{Q}_{eg.}$

Yanma gazlarının CO, CO_2 ve HC ve NO emisyon değerleri sırasıyla Çizelge 4.4, Çizelge 4.5, Çizelge 4.6 ve Çizelge 4.7'de verilmiştir. Çizelgelerde % biriminde verilen CO ve CO_2 emisyonlarının birimlerinin g/kWh'a dönüştürme aşamasında Pilusa ve ark. (2012)'a ait olan yayında yer alan 35.91, 63.47çarpanları kullanılmıştır.

Çizelge 4.4. CO emisyon değerleri (%)

d/d	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
1000	0.12	0.11	0.11	0.10	0.09
1200	0.08	0.08	0.08	0.07	0.08
1400	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08
1500	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05
1600	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
1800	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01
2000	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
2200	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00
2400	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00
2600	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
2800	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01
3000	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02

Çizelge 4.5. CO_2 emisyon değerleri (%)

d/d	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
1000	0.35	0.30	0.31	0.33	0.09
1200	0.41	0.34	0.36	0.38	0.08
1400	0.69	0.62	0.67	0.68	0.08
1500	0.59	0.53	0.54	0.56	0.05
1600	0.45	0.37	0.40	0.41	0.03
1800	0.21	0.15	0.18	0.20	0.01
2000	0.20	0.12	0.16	0.18	0.01
2200	0.14	0.10	0.11	0.13	0.00
2400	0.13	0.08	0.10	0.12	0.00
2600	0.15	0.07	0.09	0.12	0.01
2800	0.21	0.16	0.19	0.20	0.01
3000	0.29	0.21	0.23	0.26	0.02

$CO_2 \rightarrow 43.7943$ g/kWh $\qquad m_{A_{CO_2}} = 44$ kg/kmol $\qquad CO_2 \rightarrow \dfrac{43.7943}{44} = 0.9951$ mol/kWh

$CO \rightarrow 3.3396$ g/kWh $\qquad m_{A_{CO_2}} = 28$ kg/kmol $\qquad CO \rightarrow \dfrac{3.3396}{28} = 0.1192$ mol/kWh

g/kWh biriminde elde edilen emisyon sonuçları ve egzoz gazı bileşenlerinin molekül kütleleri kullanılarak ilgili bileşenlerin mol sayıları ve gerçek yanma denklemi elde edilebilir.

$$aC_{12,226}H_{23,29} + b(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow cO_2 + 0.9951CO + 0.1192CO_2 + dH_2O + eN_2$$

Çizelge 4.6. HC emisyon değerleri (ppm)

d/d	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
1000	24	35	33	30	27
1200	22	33	31	29	25
1400	21	30	29	25	23
1500	21	29	28	25	24
1600	20	28	27	24	22
1800	19	28	26	23	21
2000	20	28	25	23	22
2200	21	27	25	23	23
2400	20	28	26	24	22
2600	21	30	28	26	24
2800	21	32	30	28	23
3000	23	37	34	30	26

Çizelge 4.7. NO emisyon değerleri (ppm)

d/d	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
1000	30	24	26	27	28
1200	28	23	24	25	26
1400	47	39	40	42	44
1500	35	28	30	32	33
1600	34	27	29	30	31
1800	27	20	22	24	25
2000	20	14	15	17	18
2200	20	12	13	16	17
2400	20	11	13	15	17
2600	22	18	19	20	21
2800	26	20	22	25	26
3000	30	23	25	27	28

Çizelge 4.3'de verilen yakıt debisi değerleri ve Çizelge 4.8'de verilen hava debisi değerleri kullanılarak hava yakıt oranının hesabı yapılmaktadır.

Çizelge 4.8. Tüketilen hava miktarı (kg/saat)

d/d	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
1000	14.46	14.10	13.76	13.61	13.25
1200	17.60	17.19	16.70	16.61	16.15
1400	22.82	22.32	21.74	21.53	21.27
1500	24.06	23.21	22.47	22.23	21.82
1600	24.67	23.92	23.31	23.12	22.68
1800	26.55	25.80	25.14	24.99	24.68
2000	28.57	27.41	26.83	26.68	26.34
2200	29.96	28.70	28.16	28.05	27.71
2400	31.79	30.91	30.36	30.17	29.76
2600	32.77	31.84	31.23	31.12	30.77
2800	33.52	32.38	31.76	31.60	31.27
3000	34.25	33.21	32.57	32.41	32.14

Hava yakıt oranı referans alınarak ve gerçek yanma denkleminde CO ve CO_2'nin mol sayılarından hareketle bulunan yakıtın kütlesi kullanılarak havanın kütlesi hesap edilebilir.

$$H/Y = (25.60\ \text{kg/h})/(1.37\ \text{kg/h})$$

$$H/Y = 18.598$$

$$m_{hava} = (H/Y)(m_{yakıt}) = (18.598)(15.69\ \text{kg})$$

$$m_{hava} = 291.832\ \text{kg}$$

Havanın kütlesinden hareketle havanın mol sayısı aşağıdaki gibi hesap edilebilir.

$$(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow \frac{291.832\ \text{kg}}{(4.76)(29\text{kg/kmol})} = 2.114\ \text{mol/kWh}$$

Yanma denklemi her bir bileşen için denkleştirilirse gerçek yanma denklemi aşağıda verildiği gibi son halini alır.

$$0.091C_{12.226}H_{23.29} + 2.1141(O2 + 3.76N2) \rightarrow 0.5287O_2 + 0.9951CO_2 + 0.1192CO + 1.061H_2O + 7.95N_2$$

Yanma ürünlerinin mol başına kütleleri bilindiğinden gerçek yanma denkleminde yazılan mol sayıları ile ilgili yanma ürününe ait mol kütleleri çarpılarak yanma ürünlerinin toplam kütlesi bulunabilir.

$m_{AO_2} = 32$ kg/kmol

$m_{ACO_2} = 44$ kg/kmol

$m_{ACO} = 28$ kg/kmol

$m_{AH_2O} = 18$ kg/kmol

$m_{AN_2} = 28$ kg/kmol

Yukarıda verilen yanma denklemindeki mol sayıları kullanılarak yanma ürünlerinin toplam kütlesi elde edilir.

$$m_{top} = 0.5287(m_{A_{O_2}}) + 0.995(m_{A_{CO_2}}) + 0.119(m_{A_{CO}}) + 1.061(m_{A_{H_2O}}) + 7.95(m_{A_{N_2}})$$

$$m_{top} = 0.5287(32) + 0.995(28) + 0.119(44) + 1.061(28) + 7.95(28)$$

$$m_{top} = 305.8529 \text{ kg}$$

Kimyasal denklemler kütlenin korunumu yasasına uygun olarak denkleştirilirler. Egzozdan çıkan gazın % 2 kayıpla çıktığı kabul edilirse, egzoz kütlesi, hava ve yakıtın kütlesel debilerinin toplamından kayıpların çıkarılması ile bulunur (Uçkun, 2004). Motor test sonuçlarından elde edilen yakıtın ve havanın kütlesel debileri kullanılarak

$$\dot{m}_{eg} = \left(\dot{m}_{yakıt} + \dot{m}_{hava} \right)(0.98)$$

$$\dot{m}_{eg} = (0.00038 + 0.00711)(0.98)$$

$$\dot{m}_{eg} = 0.00734 \text{ kg/s}$$

Bu değer kullanılarak (3.43) ve (3.44) bağıntısından hareketle yanma ürünlerinin her birinin kütlesel kesirleri bulunur.

Çizelge 4.9. Yanma ürünlerinin mol kesri ve gerçek kütleleri

Egzoz gazı	m_i	m_{top}	$x_i = m_i / m_{top}$	$\dot{m}_{eg}$	$\dot{m}_i = x_i \dot{m}_{top}$
	(kg)	(kg)		(kg/s)	(kg/s) 10^{-3}
N_2	222.6802	305.8529	0.728063	0.00734	5.34
H_2O	19.12114	305.8529	0.062517	0.00734	0.45
CO_2	43.7943	305.8529	0.143187	0.00734	1.05
CO	3.33963	305.8529	0.010919	0.00734	0.080
O_2	16.91761	305.8529	0.055313	0.00734	0.40

Çizelge 4.9'de verilen yanma ürünlerinin debi değerleri ve Çizelge 4.10'da verilen egzoz bileşenlerine ait entalpi değerleri yardımıyla (3.13) bağıntısı referans alınarak $\dot{Q}_{eg.} = 3.60$ kW olarak bulunur.

Çizelge 4.10. Yanma ürünlerinin entalpi ve entropi değerleri

Egzoz gazı	h		h_0		s	s_0
	(kJ/kmol)	(kJ/kg)	(kJ/kmol)	(kJ/kg)	kJ/kmol*K	kJ/kmol*K
N_2	21715	771.8419	8491.25	301.8145305	218.3068	190.8968
H_2O	25445.4	1412.434	9699.25	538.3902	220.4998	188.0233
CO_2	28923.2	657.2036	9138.25	207.6427	253.1654	212.9163
CO	21817	778.8976	8491.25	303.1496	224.5212	196.937
O_2	22376.8	699.3012	8502.75	265.720902	233.0198	204.42175

Özgül yakıt tüketimi, *bsfc*

Motorun efektif gücü başına harcadığı yakıt debisinin ifadesi olan özgül yakıt tüketimi (3.15) bağıntısıyla hesaplanır.

$$bsfc = \frac{\dot{m}_{yakıt}}{\dot{W}} = \frac{0.00038 \text{ kg/s}}{5.1841 \text{ kW}} = 264 \text{ g/kWh}$$

Kayıp enerji akımı, $\dot{Q}_{kayıp}$

D100 yakıtı için 1400 dev/dk'da elde edilen veriler enerji dengesi denkleminde yerine yazılırsa kayıp enerji akımı, (3.6) bağıntısı kullanılarak $\dot{Q}_{kayıp} = 7.7126$ kW olarak elde edilir.

Termal verim, η

Termal verim (3.14) bağıntısı yardımıyla $\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_{yakıt}} = \frac{5.1841\,\text{kW}}{16.50\,\text{kW}} = 0.314$ olarak elde edilir.

4.1.1.2. Ekserji analizi

Yakıt ekserji akımı, $\dot{E}x_{giren}$

Motora kütle girişinden dolayı oluşan giriş ekserjisi, yakıt ekserjisi ve havanın ekserjisinden oluşmaktadır. Fakat yanma havasının motora çevre şartlarında girdiği kabulüyle havanın ekserjisinin etkisi ihmal edilebilir. Yakıt içindeki moleküllerin kütlesel olarak yüzdeleri Çizelge 4.11'de, yakıtların h/c, o/c, α/c oranları ise Çizelge 4.12'de verilmiştir.

Çizelge 4.11. Yakıt içindeki moleküllerin kütlesel olarak yüzdeleri

	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Karbon (%)	85.29366	84.41217	85.15887	82.89763	82.33633
Hidrojen (%)	13.63541	13.5497	12.19211	13.26679	13.16194
Oksijen (%)	-	1.037845	1.771337	3.035917	3.776421
Sülfür (%)	1.070935	1.000284	0.877686	0.799663	0.725312

Çizelge 4.12. Yakıtların h/c, o/c, α/c oranları

	D100	**D92B3E5**	**D85B10E5**	**D80B15E5**	**D75B20E5**
$\frac{h}{c}$	0.159864	0.160518	0.143169	0.160038	0.159856
$\frac{o}{c}$	0	0.012295	0.020800	0.036622	0.045866
$\frac{\alpha}{c}$	0.012556	0.01185	0.010306	0.009646	0.008809

Çizelge 4.12'de verilen oranlar kullanılarak her bir yakıtın kimyasal ekserji faktörü φ (3.38) bağıntısıyla hesap edilebilir. Elde edilen kimyasal ekserji faktörleri ve alt ısıl değerler kullanılarak özgül yakıt ekserjisi $\varepsilon_{yakıt}$, (3.37) bağıntısıyla elde edilir.

$$\varphi = 1.0401 + 0.1728(0.159864) + 0.0432(0) + 0.2169(0.012556)(1 - 2.0628(0.159864)$$

$$\varphi = 1.0696$$

$$\varepsilon_{yakıt} = 1.06956(43144 \text{ kJ/kg})$$

$$\varepsilon_{yakıt} = 46144.67 \text{ kJ/kg}$$

Özgül yakıt ekserjisi ile yakıt ekserjisi arasındaki ilişkiyi veren (3.36) bağıntısı kullanılarak yakıt ekserji akımı hesap edilebilir.

$$\dot{E}x_{giren} = (0.00038 \text{ kg/s})(46144.67 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{E}x_{giren} = 17.646 \text{ kW}$$

Efektif güç ekserjisi, $\dot{E}x_W$

Ekserjetik güç motordan elde edilen efektif güce eşit olduğundan $\dot{E}x_W = \dot{W} = 5.1841$ kW olarak hesap edilir.

Egzoz ekserji akımı, $\dot{E}x_{eg}$

Çizelge 4.13'de verilen çevre sıcaklığı verileri ve egzoz gaz sıcaklıklarının yakıtın ve devir sayısının değişimi ile ilişkisini veren Çizelge 4.14 kullanılarak egzoz gazlarının entalpi ve entropi değerleri özellik tablolarından okunmuştur (Çengel ve Boles, 2006).

Çizelge 4.13. Çevre sıcaklığı verileri (^oC)

D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
19	23	20	21	21

Çizelge 4.10'da verilen entalpi ve entropi değerlerinin kullanımı ile egzoz ekserji akımı hesap edilebilir. Birim kütle için egzoz ekserjisi, termomekaniksel ve kimyasal ekserjileri içerdiğinden yanma ürünlerinin ekserjileri Çizelge 4.15'de gösterildiği gibi bu iki ekserji faktörünün toplamı ile bulunur.

$\overline{R}$ evrensel gaz sabiti, T_0 çevre sıcaklığı, y egzoz gazı bileşeninin mol kesri, y^e referans çevredeki bileşenin mol kesridir.

Çizelge 4.14. Egzoz gaz sıcaklıkları (^oC)

d/d	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
1000	401	391	379	386	383
1200	436	432	421	430	425
1400	463	458	443	451	448
1500	478	475	460	470	468
1600	492	486	477	483	481
1800	529	527	513	521	520
2000	558	552	533	547	544
2200	573	569	552	565	560
2400	574	567	551	561	558
2600	558	553	535	548	546
2800	519	515	505	512	510
3000	428	422	413	420	419

Çizelge 4.15. Yanma ürünlerinin ekserjileri

Egzoz gazı	$\varepsilon_{tm} = (h-h_0) - T_0(s-s_0)$	$\varepsilon_{kim} = \overline{R}T_0 \ln \frac{1}{y^e}$	$\varepsilon_{top} = \varepsilon_{tm} + \varepsilon_{kim}$	ε_{top}
	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kg)
N_2	5220.015	676.8495	5896.865	210.5016
H_2O	6262.997	8489.152	14752.15	818.8687
CO_2	8032.198	19354.54	27386.74	622.2915
CO	5271.164	28817.32	34088.48	1217.007
O_2	5523.419	3865.3145	9388.734	293.408938

Egzoz ekserji akımı, yanma ürünlerinin her birinin ekserjisi ve kütle miktarı yardımıyla (3.47) bağıntısından hareketle aşağıdaki gibi bulunur.

$$\dot{E}x_{eg} = \dot{m}_{N_2}\,\varepsilon_{top_{N_2}} + \dot{m}_{O_2}\,\varepsilon_{top_{O_2}} + \dot{m}_{CO_2}\,\varepsilon_{top_{CO_2}} + \dot{m}_{H_2O}\,\varepsilon_{top_{H_2O}} + \dot{m}_{CO}\,\varepsilon_{top_{CO}}$$

$$\dot{E}x_{eg} = 2.373 \text{ kW}$$

Isı transferi yoluyla ekserji akımı, $\dot{E}x_{soğ.}$

Enerji analizin terimlerinden biri olan kayıp enerji akımı $\dot{Q}_{kayıp}$, ısı transferi nedeniyle meydana gelen ekserji kaybının hesabında kullanılır. Çizelge 4.16'da verilen soğutma suyu sıcaklıkları, Çizelge 4.13'de verilen çevre sıcaklıkları kullanılarak (3.48) bağıntısı yardımıyla ısı transferi yoluyla ekserji akımı hesap edilebilir.

$$\dot{E}x_Q = \sum(1-\frac{T_0}{T_{ss}})\dot{Q} = \left(1-\frac{292}{334.71}\right)(7.7126)$$

$$\dot{E}x_Q = 0.984 \text{ kW}$$

Çizelge 4.16. Soğutma suyu sıcaklıkları (^oC)

d/d	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
1000	60	66	64	65	65
1200	61	62	64	65	63
1400	62	63	63	64	65
1500	60	60	65	65	63
1600	61	64	65	64	64
1800	61	64	62	65	63
2000	58	62	63	64	64
2200	59	61	61	61	61
2400	58	63	59	60	59
2600	57	67	58	55	59
2800	54	65	59	55	57
3000	55	60	58	56	57

Ekserji yıkım akımı, $\dot{E}x_{yıkım}$

Bulunan her bir ekserji teriminin ekserji dengesini ifade eden (3.35) bağıntısında yerine yazılması ile $\dot{E}x_{yıkım} = 9.1046 \text{ kW}$ olarak bulunur.

Ekserjetik verim, η_{II}

Motorda emme manifoldundan giren yakıtın ekserji akımının güce dönüşen miktarının ifadesi olan ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi hesap edilir.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}\,x_W}{\dot{E}\,x_{giriş}} = \frac{5.1841}{17.646\ \text{kW}} = 0.293 \text{ veya } \%29.3$$

Motorda üretilen toplam entropi, $S_{üretim}$

Moleküler düzensizliğin bir ölçüsü olan entropi motor için (3.50) bağıntısı yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$S_{üretim} = \frac{Ex_{yıkım}}{T_0} = \frac{9.1046\ \text{kW}}{292\ \text{K}} = 0.031\ \text{kW/K}$$

4.2. Tartışma

Bu tezde T.C. Aksaray Üniversitesi Meslek Yüksekokulu, Otomotiv Teknolojisi Programı laboratuarında tek silindirli bir dizel motorda yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler kullanılarak motora enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Enerji analizinin uygulanmasıyla efektif güç, yakıt enerji akımı, egzoz enerji akımı, kayıp enerji akımı, termal verim ve özgül yakıt tüketimi hesap edilirken ekserji analizinde, yakıt ekserji akımı, ekserji yıkımı akımı, egzoz ekserji akımı, efektif güç ekserjisi, ekserjetik verim, ısı transferi yoluyla ekserji akımı ve motorda üretilen toplam entropi hesaplanmıştır. Deneyler sırasında yakıt olarak dizel, biyodizel ve biyoetanol yakıtlarının farklı oranlarda karıştırılması ile elde edilen 4 farklı yakıt numunesi (D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5) kullanılmıştır. Bu yakıtların kullanılması durumunda elde edilecek analiz sonuçları için referans olması bakımından deneyler saf dizel yakıtın (D100) kullanılması durumunda tekrarlanmıştır. Deneyler 1000 dev/dk ile 3000 dev/dk arasında 12 farklı devir sayısı için gerçekleştirilmiştir.

4.2.1. Enerji analizi

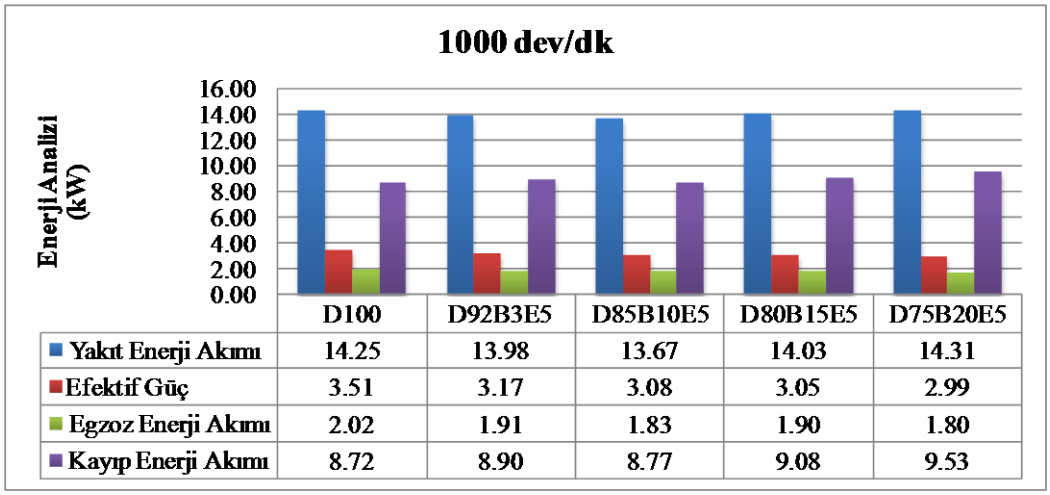
Bu çalışmada kullanılanD100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 yakıt numuneleri için 1200 dev/dk, 1400 dev/dk, 1500 dev/dk, 1600 dev/dk, 1800 dev/dk, 2000 dev/dk, 2200 dev/dk, 2400 dev/dk, 2600 dev/dk, 2800 dev/dk, 3000 dev/dk motor hızları için enerji analiz sonuçları Şekil 4.1-Şekil 4.12'de verilmiştir. Bu şekillerde her bir devir için çalışmada kullanılan yakıtların yakıt enerji akımı, efektif güç, egzoz enerji akımı, kayıp enerji akımı, termal verim ve özgül yakıt tüketimi parametreleri gösterilmiş, her bir parametrede görülen değişimler yorumlanmıştır.

Yakıt enerji akımı, yakıtın yoğunluğu (yakıtın molekül kütlesi), yakıt buharının hacmi nedeniyle yer değiştiren hava miktarı, alt ısıl değer ve termal verimlilikle ilgili bir parametredir (Caton, 2010). Yakıtlar karşılaştırıldığında düşük devirlerde yakıt enerjisi akımının maksimum değeri konusunda bir istikrar sağlanamazken özellikle 1600 dev/dk ve sonrasında en yüksek yakıt enerji akımının dizel yakıta ait olduğu görülmüştür. Devir sayıları açısından değerlendirildiğinde tüm yakıtlar için yakıt enerji akımının, motor devri arttıkça artış gösterdiği belirlenmiştir. Yakıtların alt ısıl değerlerinin devir sayısından bağımsız olması göz önünde bulundurulduğunda, bu durum yakıtın debisinin devir sayısına göre artmasının sonucudur. Yakıt enerji akımının ortalama değerleri D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 için sırasıyla 22.81 kW, 22.21 kW, 22.17 kW, 21.93 kW, 22 kW'dir.

Benzer şekilde tüm devirler için en yüksek efektif gücün dizel yakıt için elde edilmiş olması da motor torkunun dizel yakıt için daha yüksek oluşuna bağlıdır. Ilkılıç (2011), D100 yakıtı için elde edilen tork değerlerinin tüm devirlerde diğer yakıtlardan yüksek olmasını biyodizelin viskozitesinin dizel yakıtınkinden yüksek olmasına bağlamıştır. Biyodizel içerikli yakıtlar için en yüksek efektif güçD92B3E5 için elde edilirken, biyodizel oranındaki artışın efektif gücü azalttığı görülmüştür. Deneyler sonucunda maksimum torkun elde edildiği devir sayısının, D100 yakıtı için 1500 dev/dk iken diğer yakıtlar için 1400 dev/dk olduğu görülmüştür. 1400 dev/dk için D100 yakıtının efektif gücünün D75B20E5 yakıtından % 16.71 fazla olduğu görülmüştür. Tüm yakıtlar için maksimum gücün elde edildiği devir sayısı olan 2800 dev/dk'da ise güç D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5, D75B20E5 yakıtları için sırasıyla 8.54 kW, 7.81 kW, 7.38 kW, 7.32 kW, 7.05 kW olarak elde edilmiştir.

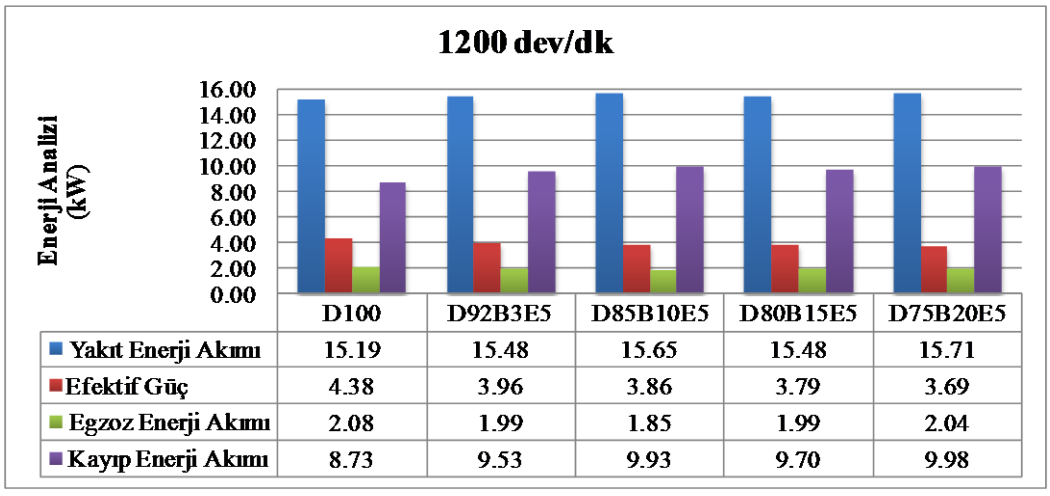
Egzoz gazlarının taşıdığı ısı enerjisinin ölçüsü olan egzoz enerji akımı, egzoz gaz sıcaklıklarındaki artışa paralel olarak artmaktadır. Bununla beraber egzoz gazı

içerisindeki yüksek NO emisyonları D100 yakıtının diğer yakıtlara oranla daha yüksek egzoz sıcaklığı ve egzoz enerji akımına sahip olmasına neden olmaktadır. Oksijen içeriğindeki artış genel manada yanmayı bir miktar iyileştirdiğinden, karışım halindeki yakıtlarda biyodizel oranının artmasının NO emisyonlarının oluşumunu artırdığı söylenebilir. Ayrıca Ilkılıç (2011), tutuşmanın ne kadar kaliteli olduğunun ifadesi olan setan sayısının biyodizel yakıtı için dizel yakıttan daha yüksek olmasının ateşleme gecikmesini kısaltarak yanmayı iyileştirdiğini ve böylece NOemisyonlarını artırdığını öne sürmüştür. Tüm devirler incelendiğinde yakıtlar arasında en düşük egzoz enerji akımına sahip yakıtın belirlenebilmesi mümkün olmazken 1800 dev/dk ve sonrasındaki devir sayıları için minimum egzoz enerji akımıD85B10E5 yakıtı için elde edilmiştir. Kayıp enerji akımı incelendiğinde ise devir sayısına bağlı olarak artış meydana geldiği ve genel manada en düşük değerini D100 yakıtı için aldığı söylenebilir.



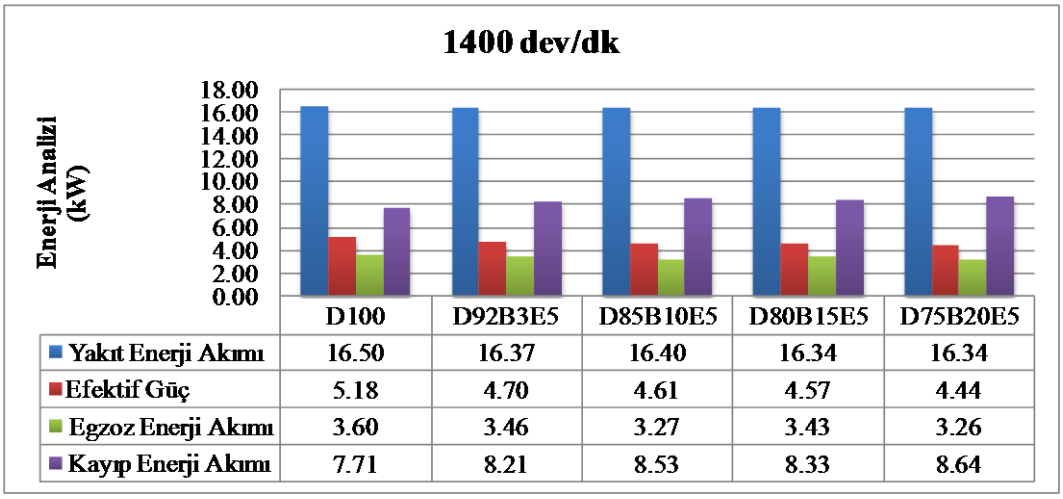
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Enerji Akımı	14.25	13.98	13.67	14.03	14.31
Efektif Güç	3.51	3.17	3.08	3.05	2.99
Egzoz Enerji Akımı	2.02	1.91	1.83	1.90	1.80
Kayıp Enerji Akımı	8.72	8.90	8.77	9.08	9.53

Şekil 4.1. 1000 dev/dk için yakıtların enerji analizi sonuçları



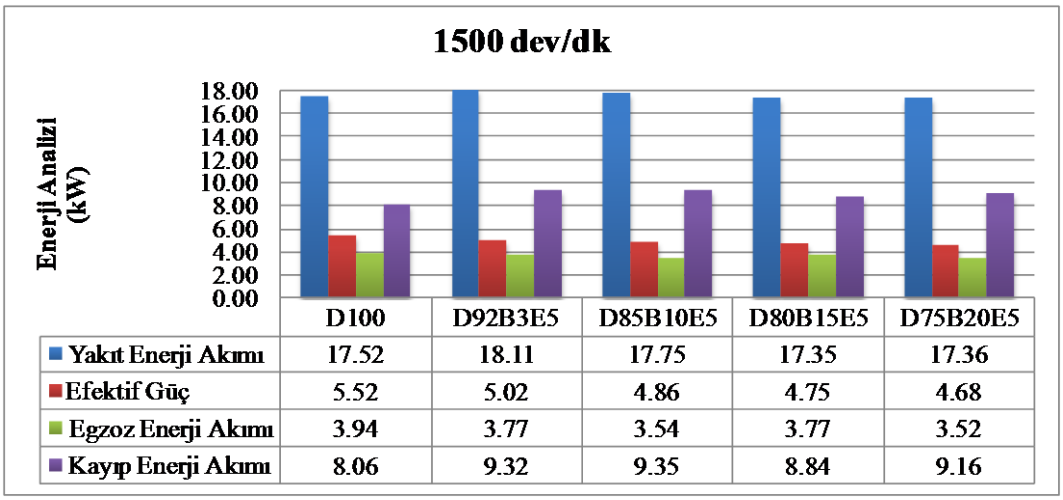
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Enerji Akımı	15.19	15.48	15.65	15.48	15.71
Efektif Güç	4.38	3.96	3.86	3.79	3.69
Egzoz Enerji Akımı	2.08	1.99	1.85	1.99	2.04
Kayıp Enerji Akımı	8.73	9.53	9.93	9.70	9.98

Şekil 4.2. 1200 dev/dk için yakıtların enerji analizi sonuçları



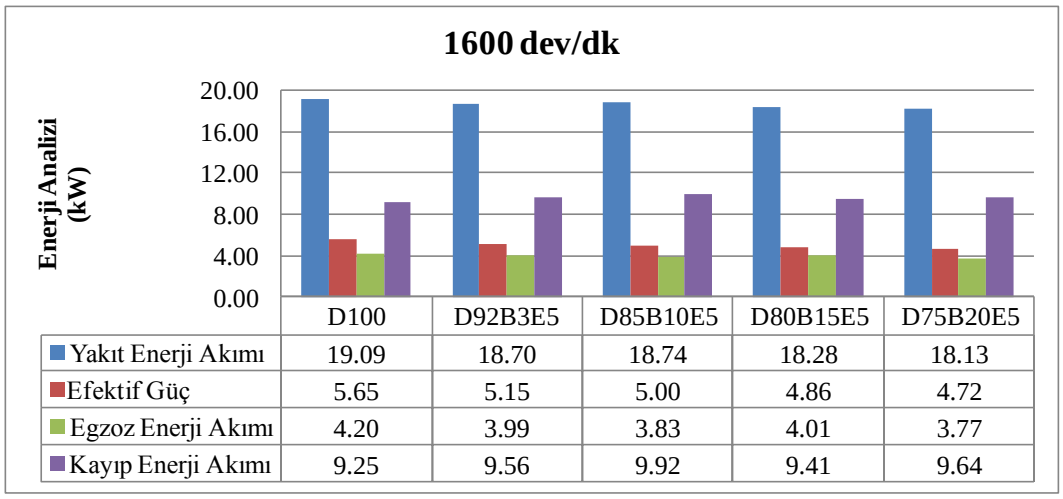
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Enerji Akımı	16.50	16.37	16.40	16.34	16.34
Efektif Güç	5.18	4.70	4.61	4.57	4.44
Egzoz Enerji Akımı	3.60	3.46	3.27	3.43	3.26
Kayıp Enerji Akımı	7.71	8.21	8.53	8.33	8.64

Şekil 4.3. 1400 dev/dk için yakıtların enerji analizi sonuçları



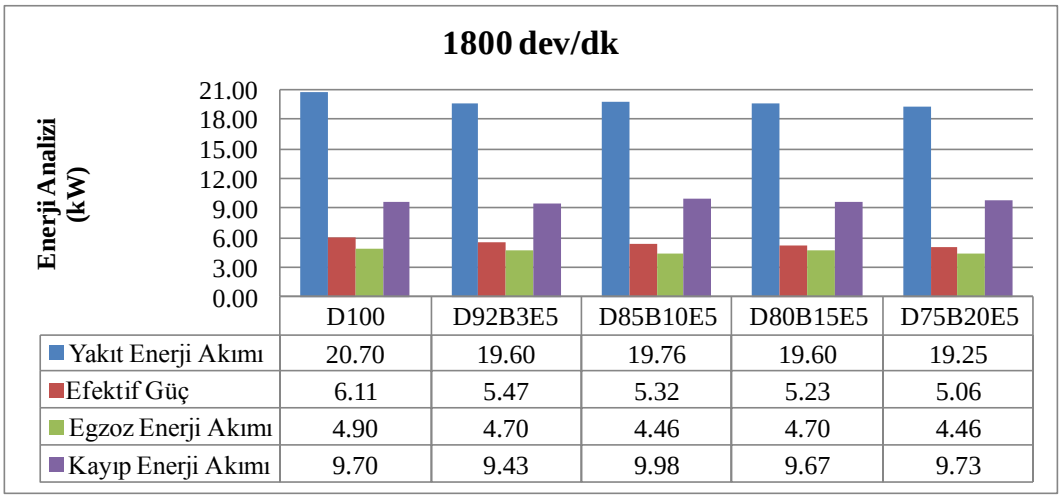
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Enerji Akımı	17.52	18.11	17.75	17.35	17.36
Efektif Güç	5.52	5.02	4.86	4.75	4.68
Egzoz Enerji Akımı	3.94	3.77	3.54	3.77	3.52
Kayıp Enerji Akımı	8.06	9.32	9.35	8.84	9.16

Şekil 4.4. 1500 dev/dk için yakıtların enerji analizi sonuçları



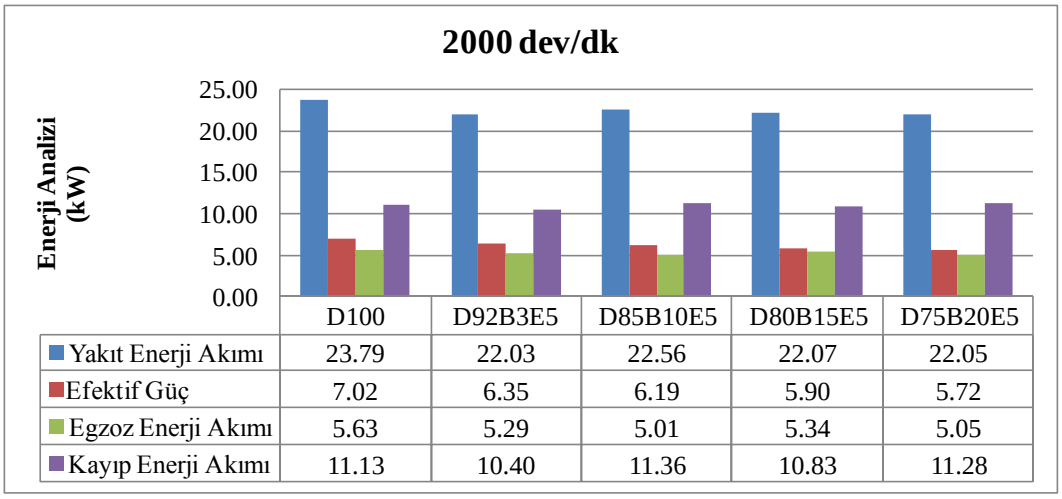
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Enerji Akımı	19.09	18.70	18.74	18.28	18.13
Efektif Güç	5.65	5.15	5.00	4.86	4.72
Egzoz Enerji Akımı	4.20	3.99	3.83	4.01	3.77
Kayıp Enerji Akımı	9.25	9.56	9.92	9.41	9.64

Şekil 4.5. 1600 dev/dk için yakıtların enerji analizi sonuçları



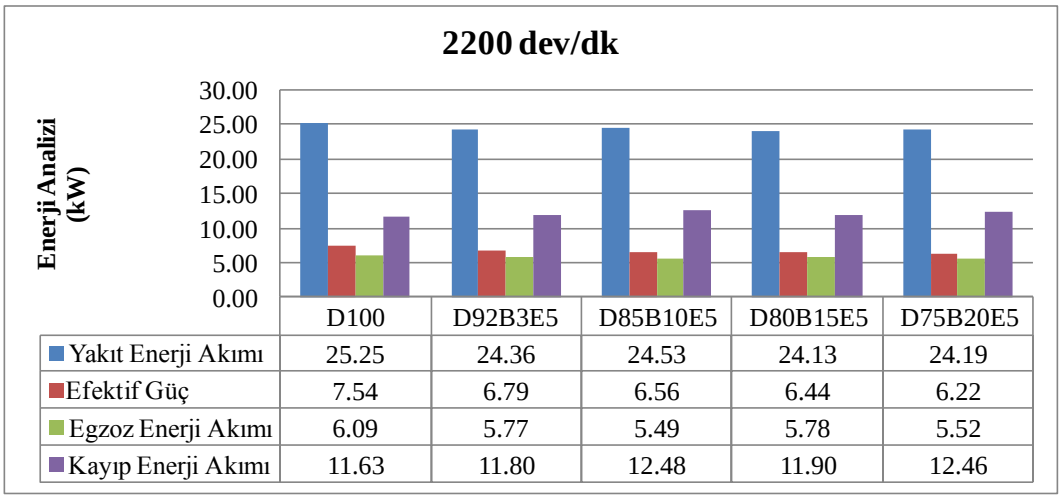
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Enerji Akımı	20.70	19.60	19.76	19.60	19.25
Efektif Güç	6.11	5.47	5.32	5.23	5.06
Egzoz Enerji Akımı	4.90	4.70	4.46	4.70	4.46
Kayıp Enerji Akımı	9.70	9.43	9.98	9.67	9.73

Şekil 4.6. 1800 dev/dk için yakıtların enerji analizi sonuçları



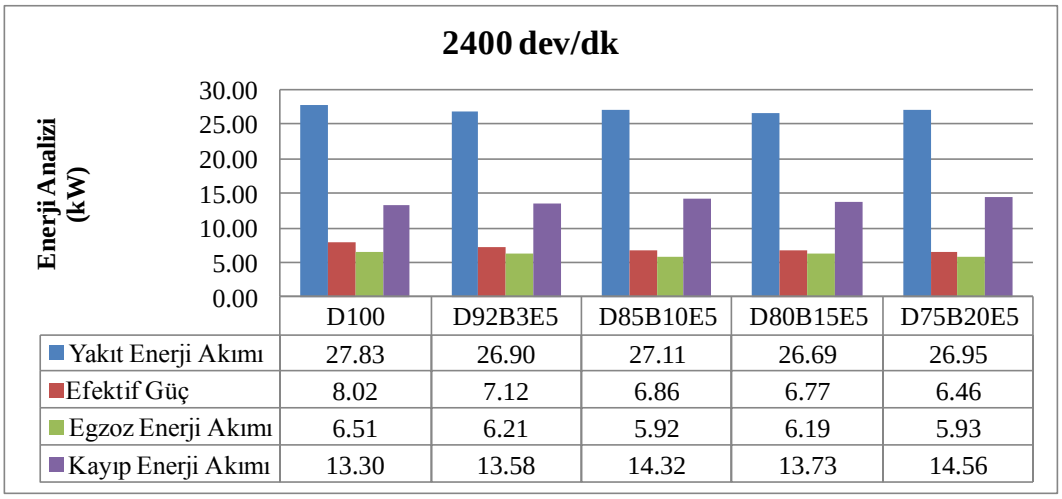
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Enerji Akımı	23.79	22.03	22.56	22.07	22.05
Efektif Güç	7.02	6.35	6.19	5.90	5.72
Egzoz Enerji Akımı	5.63	5.29	5.01	5.34	5.05
Kayıp Enerji Akımı	11.13	10.40	11.36	10.83	11.28

Şekil 4.7. 2000 dev/dk için yakıtların enerji analizi sonuçları



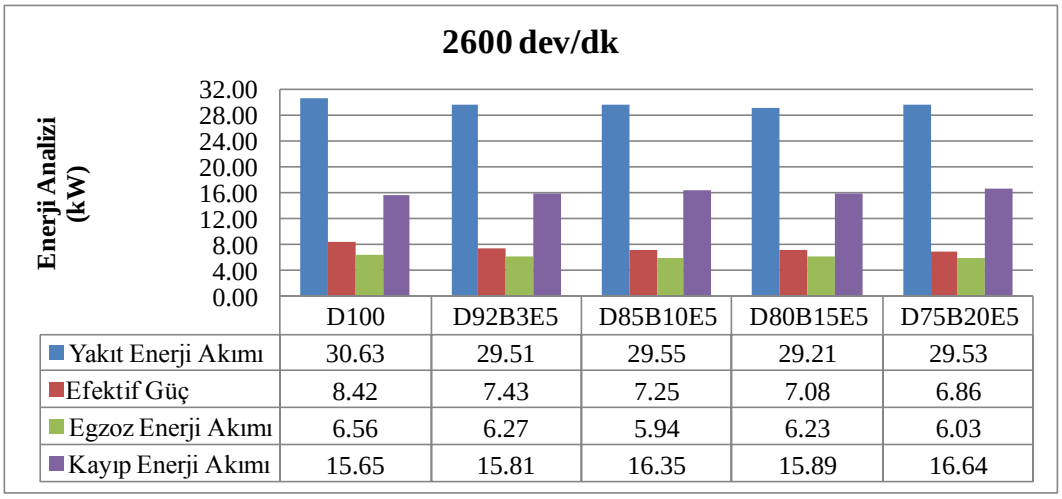
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Enerji Akımı	25.25	24.36	24.53	24.13	24.19
Efektif Güç	7.54	6.79	6.56	6.44	6.22
Egzoz Enerji Akımı	6.09	5.77	5.49	5.78	5.52
Kayıp Enerji Akımı	11.63	11.80	12.48	11.90	12.46

Şekil 4.8. 2200 dev/dk için yakıtların enerji analizi sonuçları



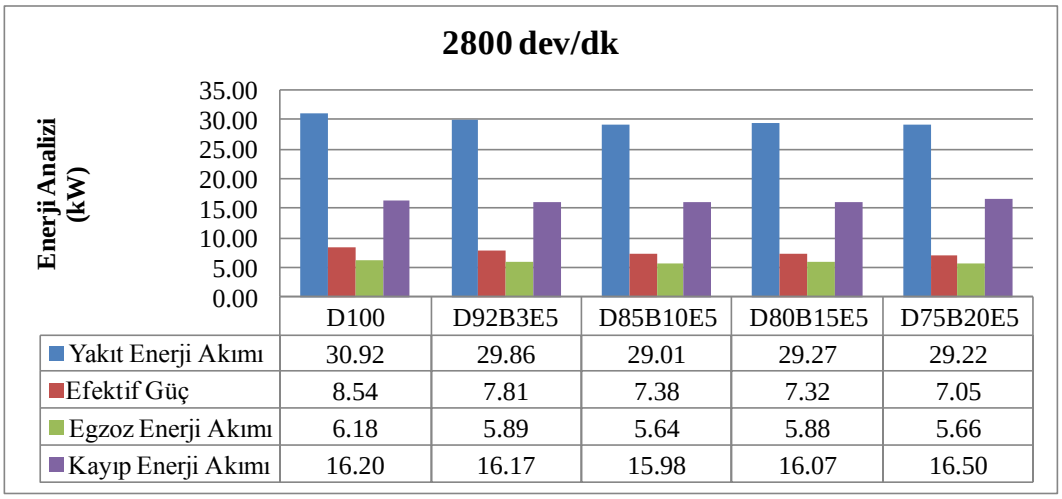
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Enerji Akımı	27.83	26.90	27.11	26.69	26.95
Efektif Güç	8.02	7.12	6.86	6.77	6.46
Egzoz Enerji Akımı	6.51	6.21	5.92	6.19	5.93
Kayıp Enerji Akımı	13.30	13.58	14.32	13.73	14.56

Şekil 4.9. 2400 dev/dk için yakıtların enerji analizi sonuçları



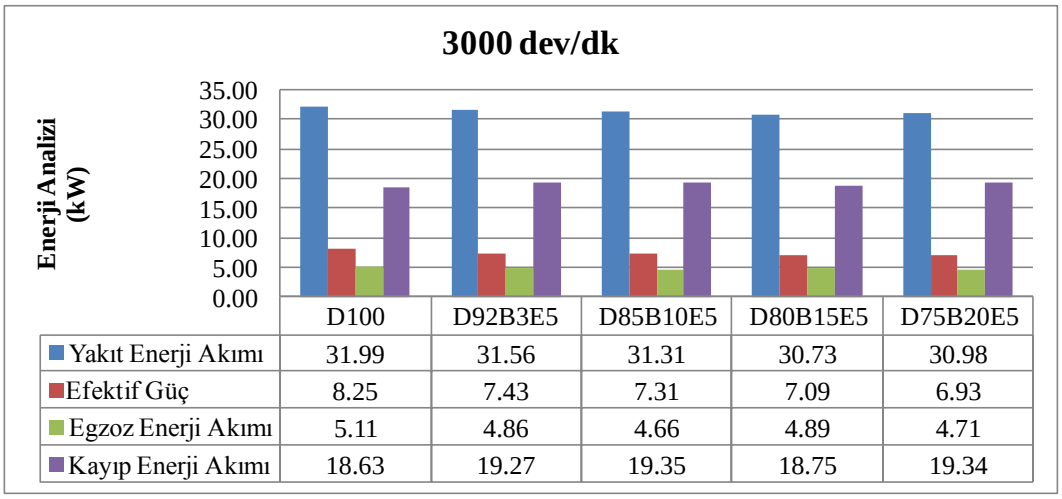
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Enerji Akımı	30.63	29.51	29.55	29.21	29.53
Efektif Güç	8.42	7.43	7.25	7.08	6.86
Egzoz Enerji Akımı	6.56	6.27	5.94	6.23	6.03
Kayıp Enerji Akımı	15.65	15.81	16.35	15.89	16.64

Şekil 4.10. 2600 dev/dk için yakıtların enerji analizi sonuçları



	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Enerji Akımı	30.92	29.86	29.01	29.27	29.22
Efektif Güç	8.54	7.81	7.38	7.32	7.05
Egzoz Enerji Akımı	6.18	5.89	5.64	5.88	5.66
Kayıp Enerji Akımı	16.20	16.17	15.98	16.07	16.50

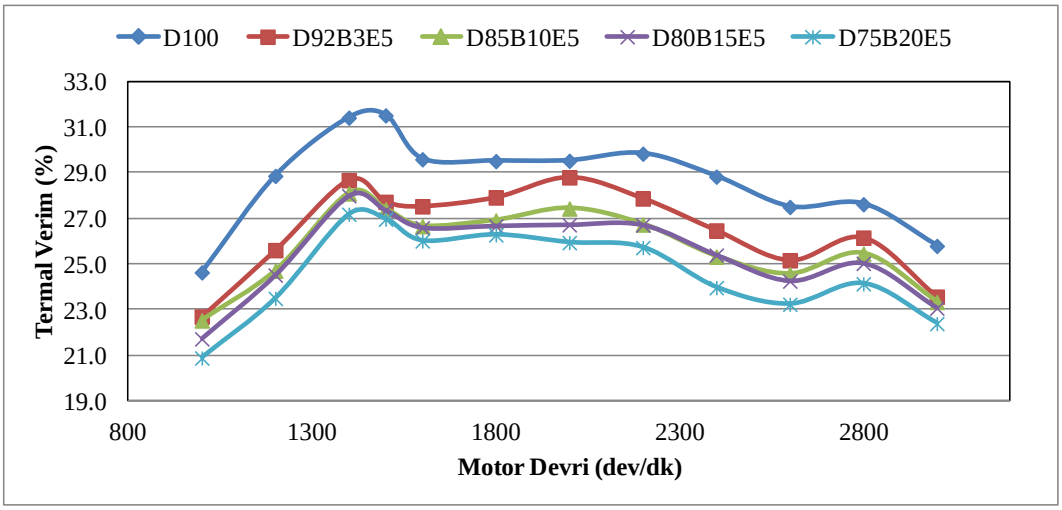
Şekil 4.11. 2800 dev/dk için yakıtların enerji analizi sonuçları



	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Enerji Akımı	31.99	31.56	31.31	30.73	30.98
Efektif Güç	8.25	7.43	7.31	7.09	6.93
Egzoz Enerji Akımı	5.11	4.86	4.66	4.89	4.71
Kayıp Enerji Akımı	18.63	19.27	19.35	18.75	19.34

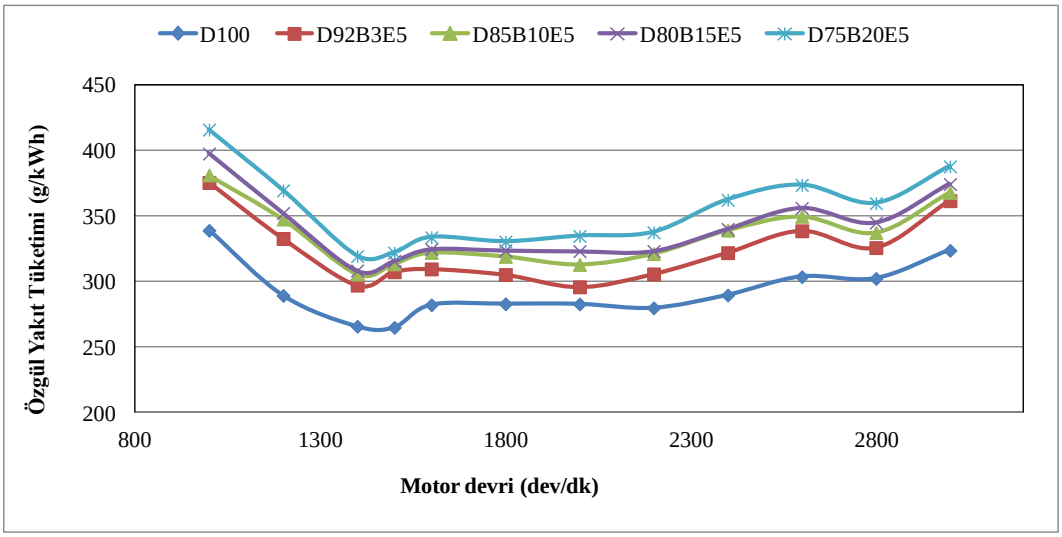
Şekil 4.12. 3000 dev/dk için yakıtların enerji analizi sonuçları

Termal verimin yakıtlara ve devir sayısına bağlı değişimi Şekil 4.13'de gösterilmiştir. Düşük devir sayılarında termal verimin devir sayısındaki artışa paralel şekilde arttığı, D100 için 1500 dev/dk, diğer yakıtlar için 1400 dev/dk'dan sonra belirgin şekilde azaldığı görülmüştür. Azalma eğiliminin başladığı noktanın yaklaşık olarak torkun maksimum değerini aldığı devir sayısı olduğu söylenebilir. Termal verimdeki bu azalmayı motordaki mekanik sürtünmelere, döner parçalar için karşılanması gereken atalet kuvvetlerine, devir sayısı arttıkça yanma süresinin kısalmasına bağlamak mümkündür. Tüm devir sayılarında D100 yakıtı için termal verimin diğer yakıtlardan daha yüksek olduğu saptanmıştır. Karışım halinde bulunan yakıtlar göz önüne alındığında termal verimin yakıt içindeki biyodizel oranının artmasına bağlı olarak azalma eğilimi gösterdiği gözlemlenmiştir. Bu yakıtlar arasında termal verim en yüksek değerini D92B3E5 yakıtı için alırken, en düşük değerini D75B20E5 yakıtı için almıştır. 1000 dev/dk ile 3000 dev/dk aralığında en yüksek artış % 30.24 oranı ile D75B20E5 yakıtına aittir. D75B20E5 yakıtı için minimum termal verim 1000 dev/dk'da % 20.87 olarak hesap edilirken maksimum termal verim 1400 dev/dk da % 27.18 olarak elde edilmiştir. Maksimum termal verim D100 yakıtı için % 31.52 olarak, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 için ise % 28.68, % 28.10, % 28, % 27.10 olarak hesaplanmıştır.



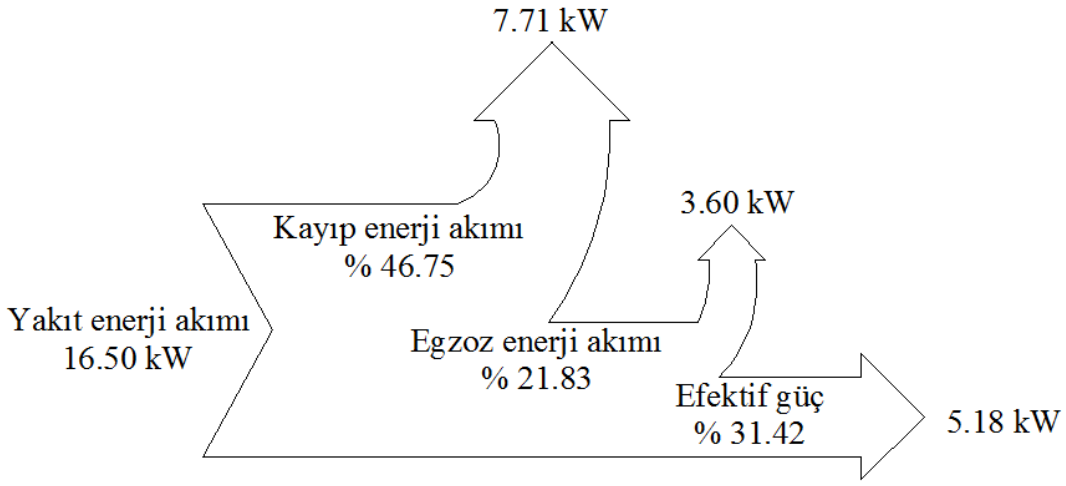
Şekil 4.13. Yakıtların termal veriminin devir sayısına bağlı değişimi

Yakıtın kütlesel debisinin motor gücüne oranı olarak tanımlanan özgül yakıt tüketiminin yakıt değişimine ve devir sayısına bağlı değişimi Şekil 4.14'de görülmektedir. Özgül yakıt tüketimi tanımı gereği yakıtın alt ısıl değeri ile ters orantılı bir parametredir. Yakıtlar açısından değerlendirme yapıldığında en yüksek özgül yakıt tüketiminin D75B20E5 yakıtı için elde edilmesinin temel sebebi bu yakıtın alt ısıl değerinin diğerlerine oranla küçük oluşudur. En yüksek özgül yakıt tüketimi tüm devir sayılarında dizel yakıt için elde edilirken, karışım halindeki yakıtlarda biyodizel miktarındaki artış alt ısıl değeri azalttığından, motordan aynı miktarda güç elde etmek için gerekli yakıt miktarının arttığı görülmüştür. Yılbaşı (2007) özgül yakıt tüketiminin dizel yakıt için daha düşük olmasını, biyodizel yakıtının yoğunluğunun fazla olmasına bağlamıştır. Özgül yakıt tüketimi tüm yakıtlar için, en yüksek torkun elde edildiği devir sayısında yaklaşık olarak en düşük değerlerini almıştır. Bu devir sayısı içinD92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 yakıtlarının özgül yakıt tüketimi D100 yakıtına oranla sırasıyla yaklaşık olarak % 12, % 15, % 16 ve 20 artmıştır. Ortalama özgül yakıt tüketimi değerleri ise D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 yakıtlarının kullanılması durumları için sırasıyla 291.96 g/kWh, 322.92g/kWh, 334.6g/kWh, 340.15g/kWh, 353.69 g/kWh olarak hesap edilmiştir.

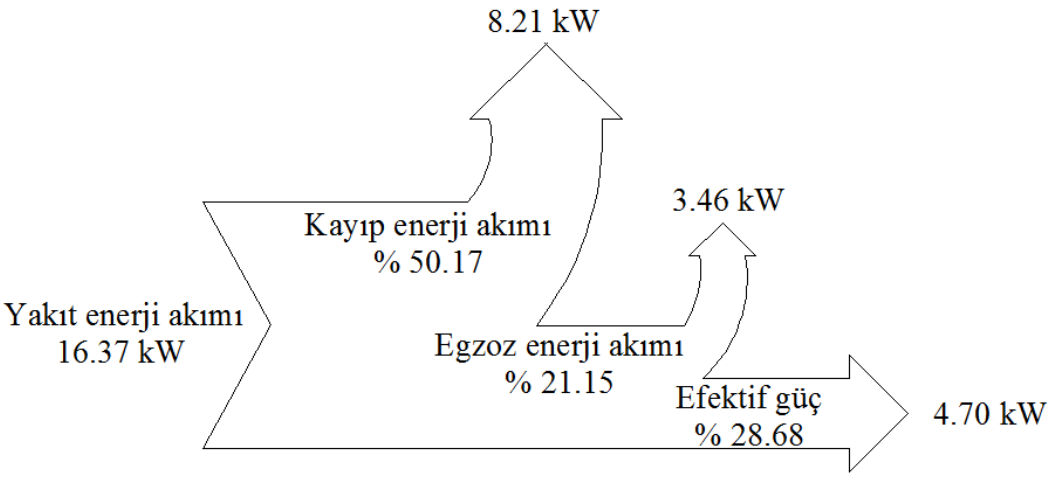


Şekil 4.14. Özgül yakıt tüketiminin yakıt değişimine ve devir sayısına bağlı değişimi

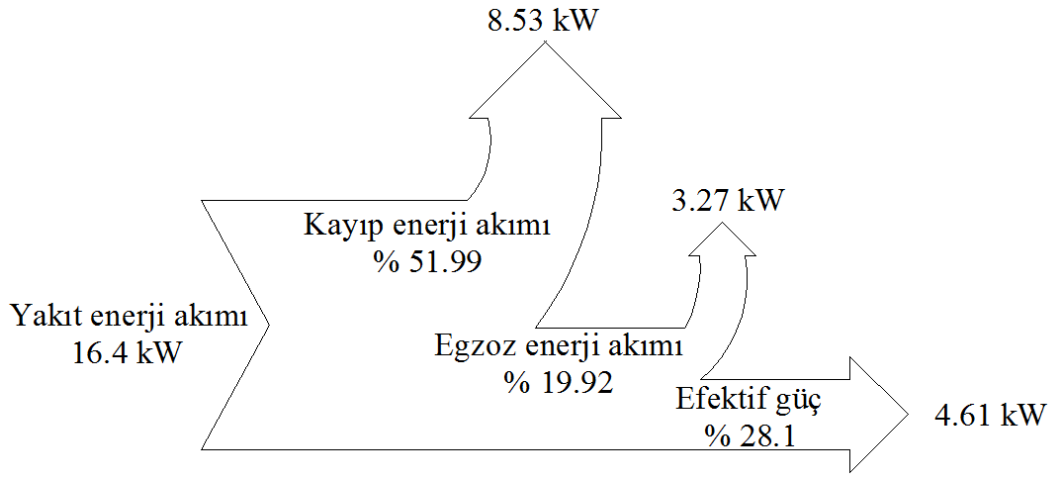
Motorun 1400 dev/dk'da farklı yakıtlarla çalışması durumu için elde edilen enerji analizi sonuçları, Şekil 4.15-Şekil 4.19'de görülen Sankey (Enerji) Diyagramı ile verilmiş, enerji yüzdeleri diyagramda gösterilmiştir.



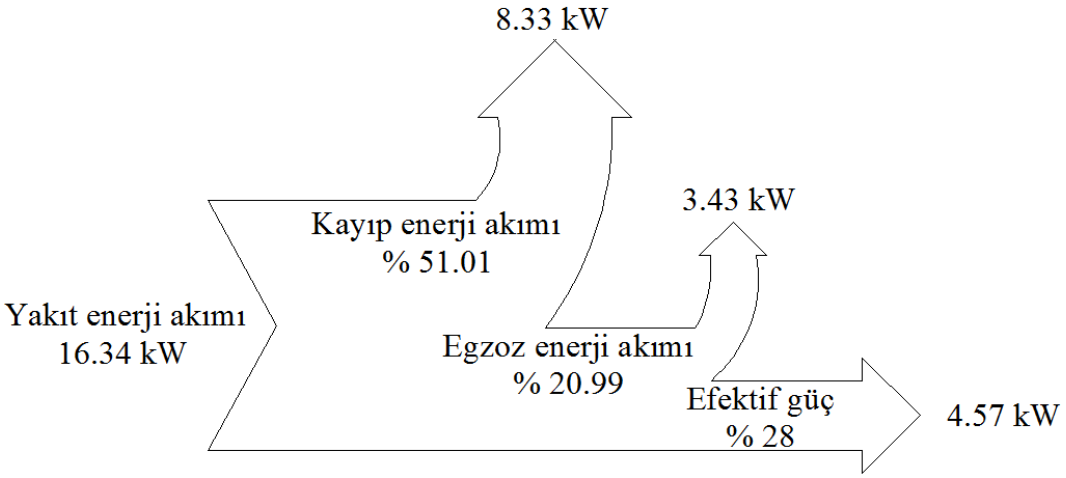
Şekil 4.15. 1400 dev/dk'da D100 yakıtlı motorda enerji dağılımı



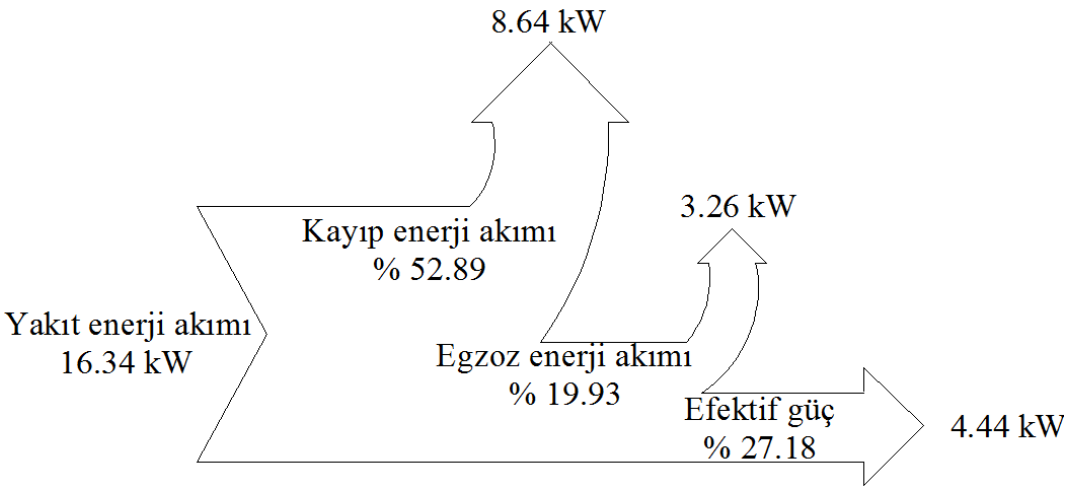
Şekil 4.16. 1400 dev/dk'da D92B3E5 yakıtlı motorda enerji dağılımı



Şekil 4.17. 1400 dev/dk'da D85B10E5 yakıtlı motorda enerji dağılımı



Şekil 4.18. 1400 dev/dk'da D80B15E5 yakıtlı motorda enerji dağılımı



Şekil 4.19. 1400 dev/dk'da D75B20E5 yakıtlı motorda enerji dağılımı

4.2.2. Ekserji analizi

Bu çalışmada kullanılan D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 yakıt numuneleri için 1200 dev/dk, 1400 dev/dk, 1500 dev/dk, 1600 dev/dk, 1800 dev/dk, 2000 dev/dk, 2200 dev/dk, 2400 dev/dk, 2600 dev/dk, 2800 dev/dk, 3000 dev/dk motor hızlarında ekserji analiz sonuçları Şekil 4.20-Şekil 4.31'de verilmiştir. Bu şekillerde her bir devir için çalışmada kullanılan yakıtların yakıt ekserji akımı, efektif güç ekserjisi, egzoz ekserji akımı, ısı transferi yoluyla ekserji akımı ve ekserji yıkımı akımı aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Aşağıda her bir ekserji parametresinin değişim nedenleri açıklanmıştır.

Yakıt ekserji akımı, alt ısıl değer ve yakıt debisinin bir fonksiyonu olması nedeniyle yakıt enerji akımı ile benzer eğilime sahip bir parametredir. Yakıt ekserji akımının bir diğer bağımlı değişkeni olan kimyasal ekserji faktörünün (φ, 3.38 no'lu bağıntıda verilmiştir) birden büyük değer alması yakıt ekserji akımının, yakıt enerji akımından büyük olmasını açıklamaktadır. Buna göre yakıt ekserjisi akımının, yakıt enerji akımından D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 için ortalama olarak sırasıyla % 6.95, % 7.01, % 6.73, % 7.07, % 7.1 daha fazla olduğu görülmüştür. Yakıtlar karşılaştırıldığında yakıt enerji akımındaki duruma benzer şekilde düşük devirlerde yakıt ekserjisinin maksimum değeri konusunda bir istikrar sağlanamazken özellikle 1600 dev/dk ve sonrasında en yüksek yakıt ekserji akımının dizel yakıta ait olduğu görülmüştür. Devir sayıları açısından değerlendirilme yapıldığında tüm yakıtlar için yakıt ekserji akımının, motor devri arttıkça artış eğilimi gösterdiği saptanmıştır. Yakıtların alt ısıl değerlerinin ve kimyasal ekserji faktörlerinin devir sayısından

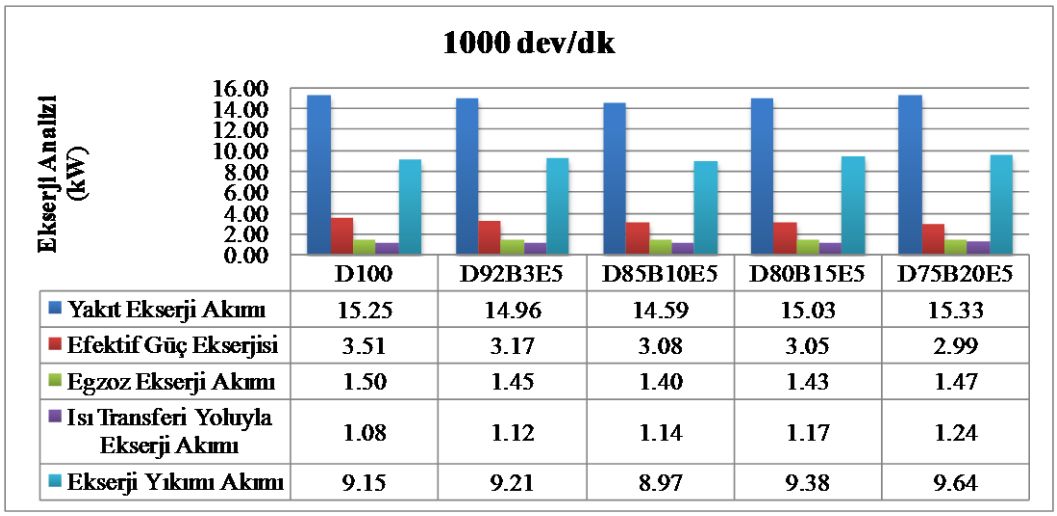
bağımsız olduğu dikkate alınırsa, yakıt ekserji akımının devre bağlı artışını yakıt debisindeki artışa bağlamak mümkündür. Yakıt ekserji akımı devir sayısına bağlı olarak yakıt debisindeki artışa paralel olarak artarken maksimum devir sayısı olan 3000 dev/ dk ve D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 için sırasıyla 34.22 kW, 33.77 kW, 33.42 kW, 32.9 kW, 33.17 kW değerlerini almıştır. Maksimum ekserjetik verimin elde edildiği devir sayıları için yakıt ekserjisi sırasıyla 18.74 kW, 17.52 kW, 17.50 kW, 17.49 kW, 17.50 kW olarak hesaplanmıştır. Yakıt ekserjisinin ortalama değerleri ise D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 için sırasıyla 24.39 kW, 23.76 kW, 23.66 kW, 23.48 kW, 23.56 kW olarak bulunmuştur.

Egzoz gazlarının taşıdığı ısı enerjisinin faydalı kısmının ifadesi olan egzoz ekserji akımı egzoz gaz sıcaklıklarındaki artışa paralel olarak artış göstermektedir. Ayrıca egzoz enerji akımındaki etkilerine benzer şekilde yüksek NO emisyonlarındaki artış da egzoz ekserji akımını artıran etmenler arasındadır. Yakıtlar açısından değerlendirme yapıldığında egzoz ekserji akımı, yaklaşık olarak tüm devir sayılarında D100 yakıtı için diğer yakıtlardan daha yüksek değerler alırken, D85B10E5 yakıtı ise tüm devirler sayılarında en küçük değerleri almıştır. Egzoz ekserji akımının ortalama değerleri ise D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 için sırasıyla 3.19 kW, 3.07 kW, 2.93 kW, 3.03 kW, 3.1 kW olarak bulunmuştur.

Soğutma suyu ekserji akımı olarak da kullanılan ısı transferi yoluyla ekserji akımının, motorda meydana gelen ısı kayıplarındaki değişime benzer eğilime sahip olması beklenmektedir. Kayıp enerji akımı parametresi incelendiğinde devir sayısına bağlı olarak artış meydana geldiği ve genel manada en düşük değerini D100 yakıtı için aldığı görülmüştür. Düşük devir sayılarında soğutma suyu ekserji akımının da en düşük değerini D100 yakıtı için aldığı, yüksek devirlerde ise en düşük değeri alan yakıtın değişkenlik gösterdiği saptanmıştır. Kayıp enerji akımının ve soğutma suyu ekserji akımının maksimum değerinin farklı devirlerde farklı yakıtlar için elde edilmiş olmasını soğutma suyu sıcaklığının karmaşıklığına bağlamak mümkündür.

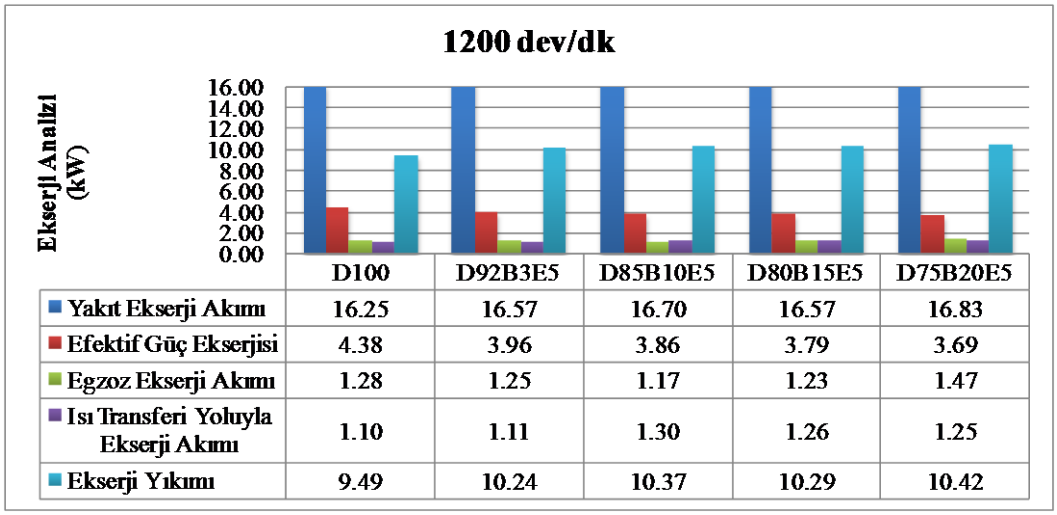
Ekserji yıkımı akımı kimyasal reaksiyonun gerçekleşmesi sırasında farklı türdeki reaktantların karışması, farklı türlerin oluşması, farklı sıcaklıktaki moleküller arasındaki ısı transferi, yanma ve sürtünme prosesleri ve gazların genleşmesi, silindir içindeki türbülanslı akış gibi bir dizi tersinmez prosesin sonucudur (Zheng ve Caton, 2012). Caton (2000b) yanma tersinmezliklerinin sıcaklığın, basıncın ve birim miktardaki yakıt için kullanılan gerçek hava miktarının stokiometrik hava miktarına oranı olan denklik oranının fonksiyonu olduğunu ileri sürmektedir. Rakopoulos ve Kyritsis (2001) ise

tersinmezliklerin yakıtın kimyasal reaksiyonunun fonksiyonu olduğunu belirtmiştir. Düşük molekül ağırlığına sahip yakıtların, yüksek molekül ağırlığına sahip yakıtlara oranla tersinmezlikleri azaltma eğiliminde olduğunu öne sürmüşlerdir. Sayin ve ark. (2006) yanma prosesi neticesinde oluşan ekserji yıkımının azaltılması adına bazı önlemler alınabileceğini belirtmiştir. Bu önlemlerden biri olan motorda yanma sıcaklığını artırmanın, emme havasının ısıtılması ve fazla hava miktarının azaltılması ile mümkün olacağını ifade etmişlerdir. Bu çalışmada, ekserji yıkımı akımının motor devrindeki artışa bağlı olarak arttığı görülmüştür. Ortalama ekserji yıkımı akımı, D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 için sırasıyla 13.32 kW, 13.42 kW, 13.55 kW, 13.48 kW, 13.6 kW olarak bulunmuştur.



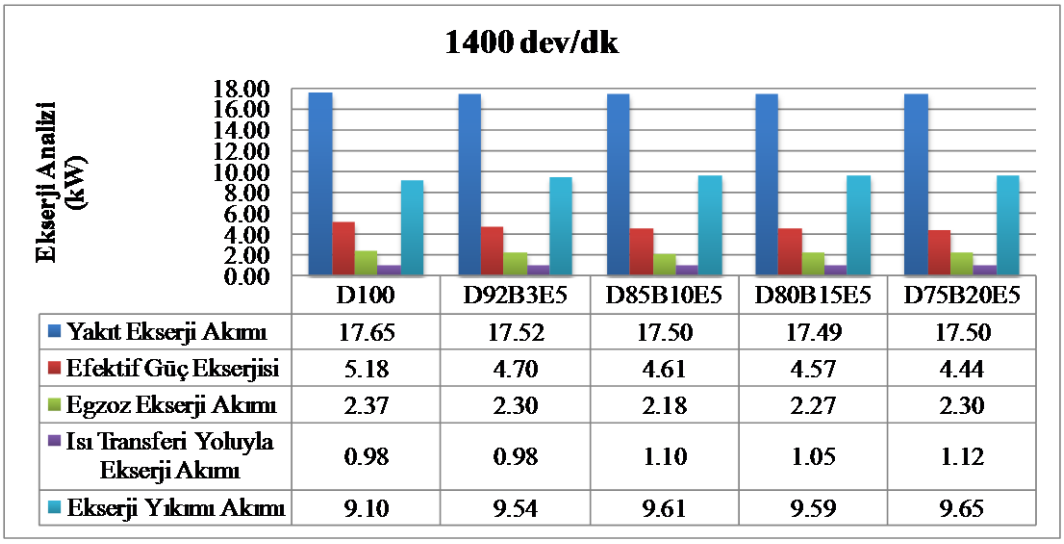
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Ekserji Akımı	15.25	14.96	14.59	15.03	15.33
Efektif Güç Ekserjisi	3.51	3.17	3.08	3.05	2.99
Egzoz Ekserji Akımı	1.50	1.45	1.40	1.43	1.47
Isı Transferi Yoluyla Ekserji Akımı	1.08	1.12	1.14	1.17	1.24
Ekserji Yıkımı Akımı	9.15	9.21	8.97	9.38	9.64

Şekil 4.20. 1000 dev/dk için yakıtların ekserji analizi sonuçları



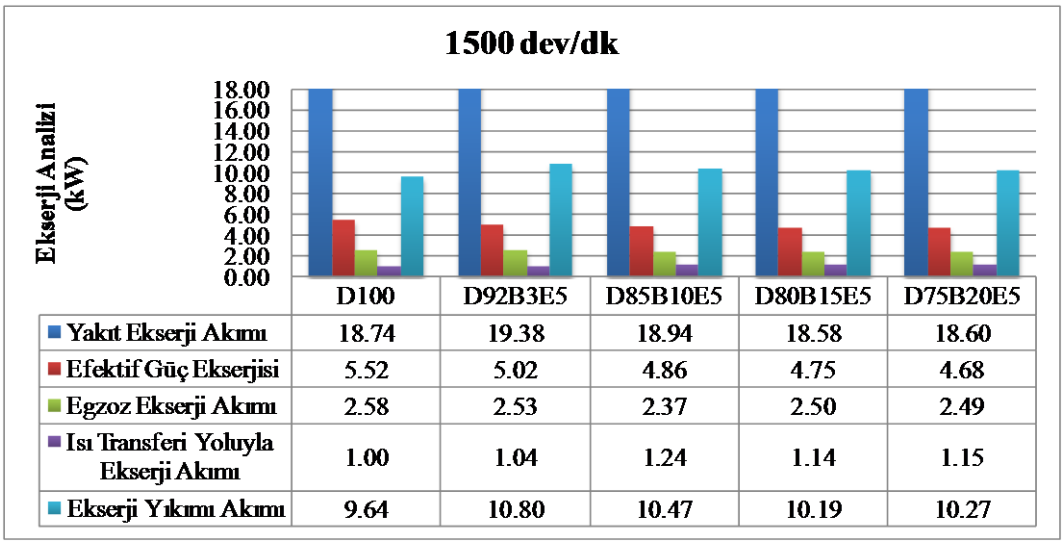
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Ekserji Akımı	16.25	16.57	16.70	16.57	16.83
Efektif Güç Ekserjisi	4.38	3.96	3.86	3.79	3.69
Egzoz Ekserji Akımı	1.28	1.25	1.17	1.23	1.47
Isı Transferi Yoluyla Ekserji Akımı	1.10	1.11	1.30	1.26	1.25
Ekserji Yıkımı	9.49	10.24	10.37	10.29	10.42

Şekil 4.21. 1200 dev/dk için yakıtların ekserji analizi sonuçları



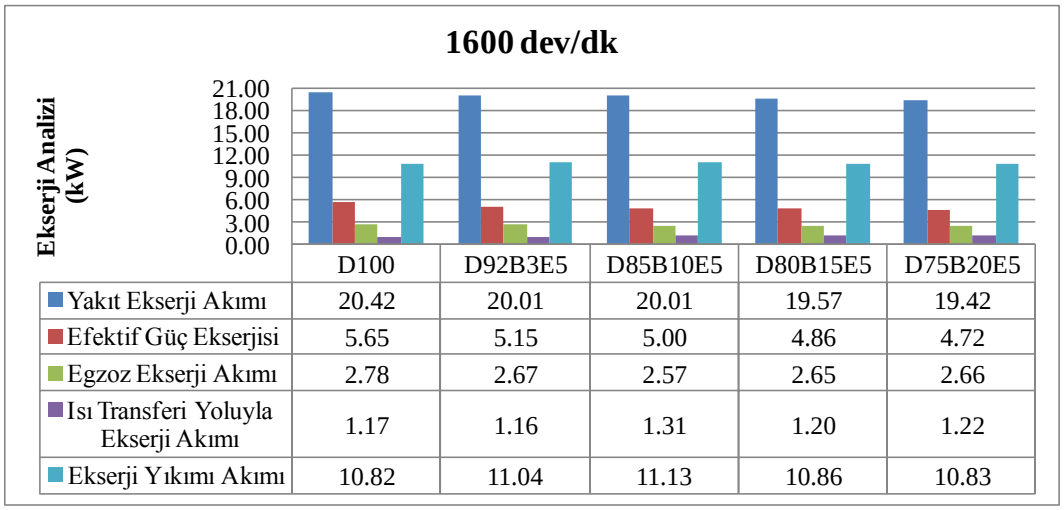
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Ekserji Akımı	17.65	17.52	17.50	17.49	17.50
Efektif Güç Ekserjisi	5.18	4.70	4.61	4.57	4.44
Egzoz Ekserji Akımı	2.37	2.30	2.18	2.27	2.30
Isı Transferi Yoluyla Ekserji Akımı	0.98	0.98	1.10	1.05	1.12
Ekserji Yıkımı Akımı	9.10	9.54	9.61	9.59	9.65

Şekil 4.22. 1400 dev/dk için yakıtların ekserji analizi sonuçları



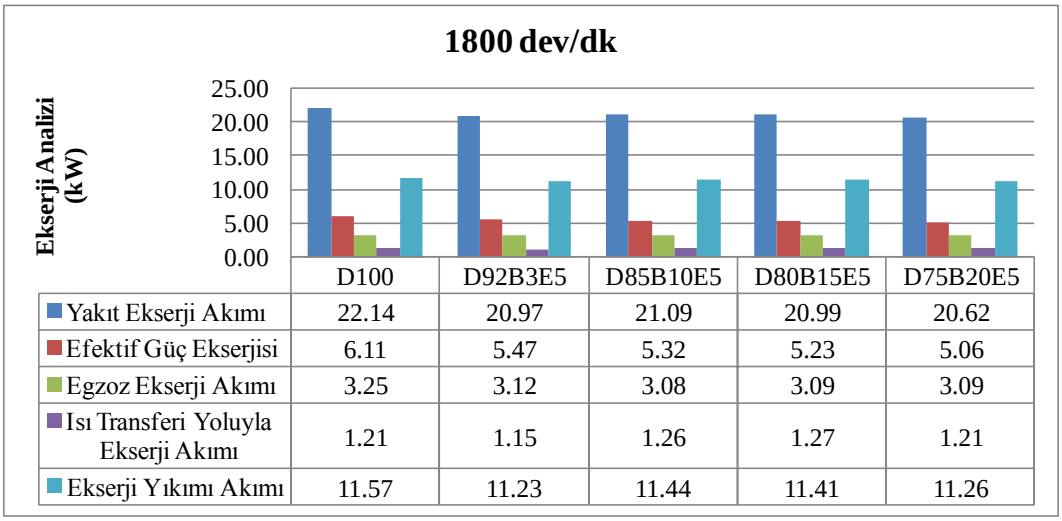
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Ekserji Akımı	18.74	19.38	18.94	18.58	18.60
Efektif Güç Ekserjisi	5.52	5.02	4.86	4.75	4.68
Egzoz Ekserji Akımı	2.58	2.53	2.37	2.50	2.49
Isı Transferi Yoluyla Ekserji Akımı	1.00	1.04	1.24	1.14	1.15
Ekserji Yıkımı Akımı	9.64	10.80	10.47	10.19	10.27

Şekil 4.23. 1500 dev/dk için yakıtların ekserji analizi sonuçları



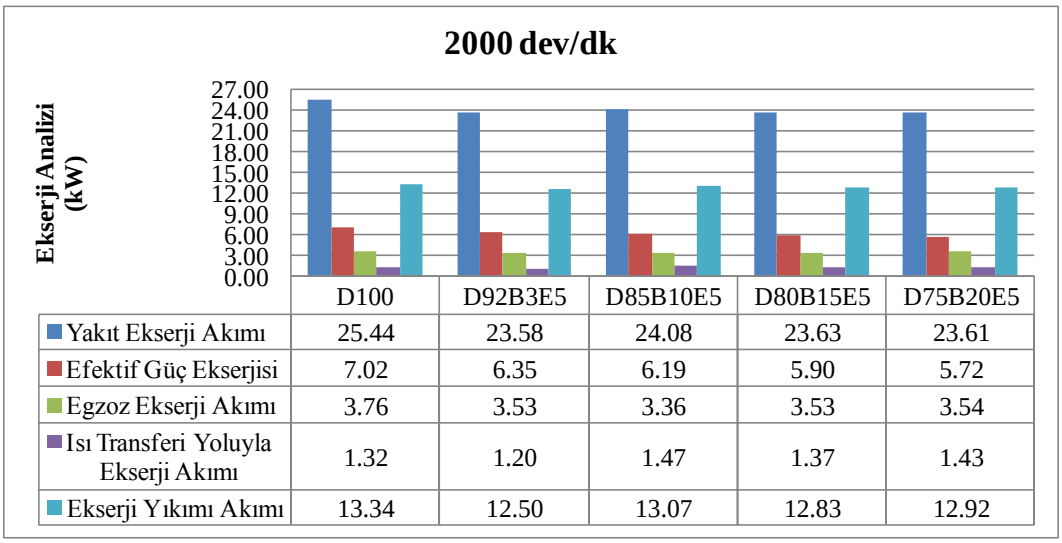
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Ekserji Akımı	20.42	20.01	20.01	19.57	19.42
Efektif Güç Ekserjisi	5.65	5.15	5.00	4.86	4.72
Egzoz Ekserji Akımı	2.78	2.67	2.57	2.65	2.66
Isı Transferi Yoluyla Ekserji Akımı	1.17	1.16	1.31	1.20	1.22
Ekserji Yıkımı Akımı	10.82	11.04	11.13	10.86	10.83

Şekil 4.24. 1600 dev/dk için yakıtların ekserji analizi sonuçları



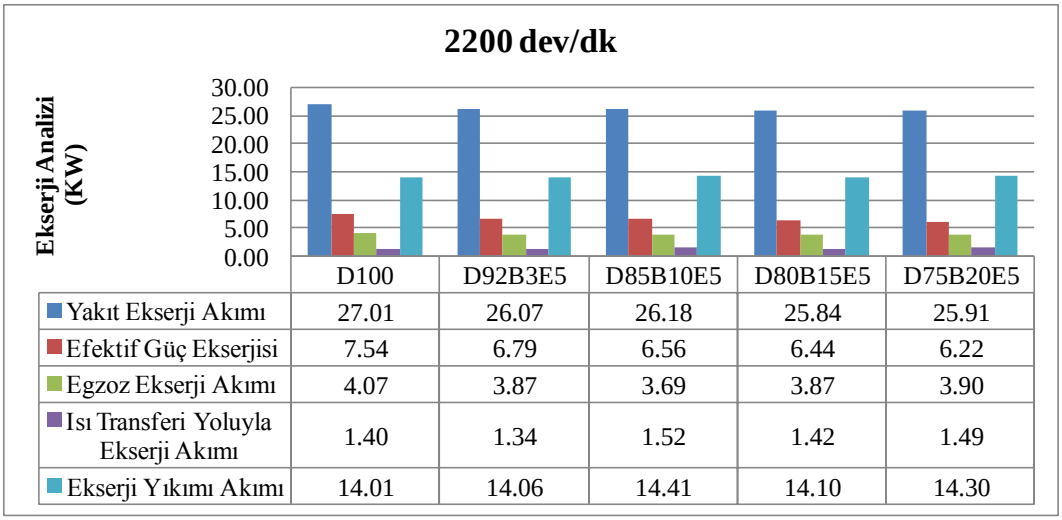
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Ekserji Akımı	22.14	20.97	21.09	20.99	20.62
Efektif Güç Ekserjisi	6.11	5.47	5.32	5.23	5.06
Egzoz Ekserji Akımı	3.25	3.12	3.08	3.09	3.09
Isı Transferi Yoluyla Ekserji Akımı	1.21	1.15	1.26	1.27	1.21
Ekserji Yıkımı Akımı	11.57	11.23	11.44	11.41	11.26

Şekil 4.25. 1800 dev/dk için yakıtların ekserji analizi sonuçları



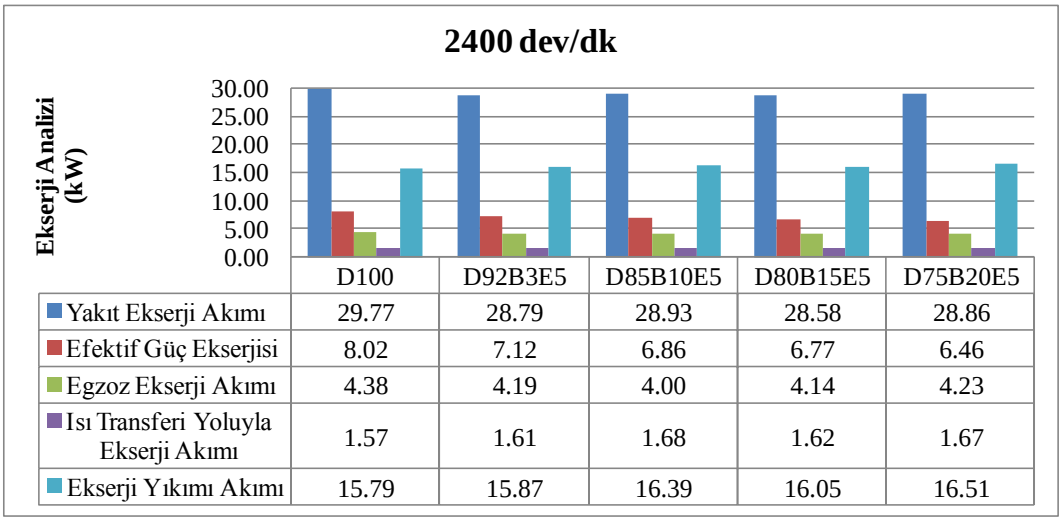
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Ekserji Akımı	25.44	23.58	24.08	23.63	23.61
Efektif Güç Ekserjisi	7.02	6.35	6.19	5.90	5.72
Egzoz Ekserji Akımı	3.76	3.53	3.36	3.53	3.54
Isı Transferi Yoluyla Ekserji Akımı	1.32	1.20	1.47	1.37	1.43
Ekserji Yıkımı Akımı	13.34	12.50	13.07	12.83	12.92

Şekil 4.26. 2000 dev/dk için yakıtların ekserji analizi sonuçları



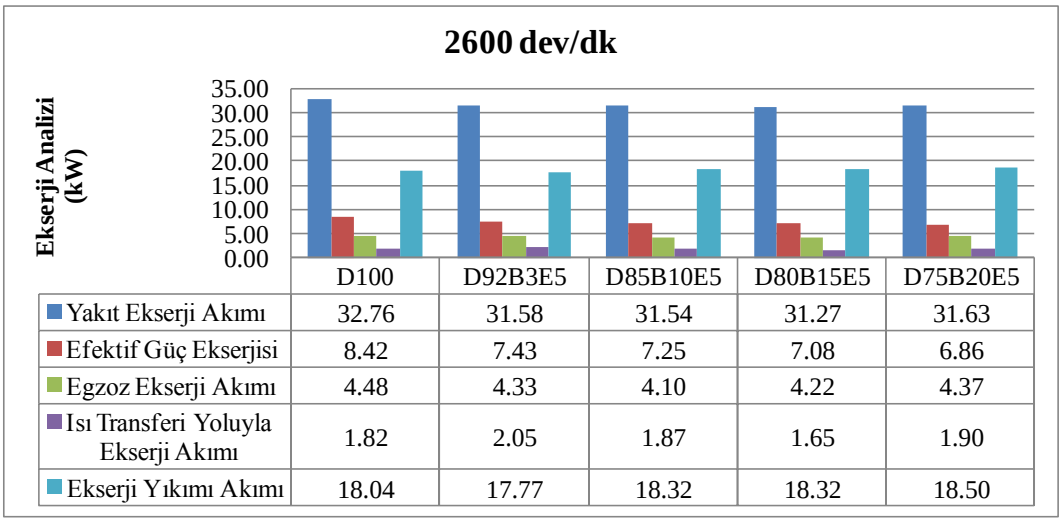
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Ekserji Akımı	27.01	26.07	26.18	25.84	25.91
Efektif Güç Ekserjisi	7.54	6.79	6.56	6.44	6.22
Egzoz Ekserji Akımı	4.07	3.87	3.69	3.87	3.90
Isı Transferi Yoluyla Ekserji Akımı	1.40	1.34	1.52	1.42	1.49
Ekserji Yıkımı Akımı	14.01	14.06	14.41	14.10	14.30

Şekil 4.27. 2200 dev/dk için yakıtların ekserji analizi sonuçları



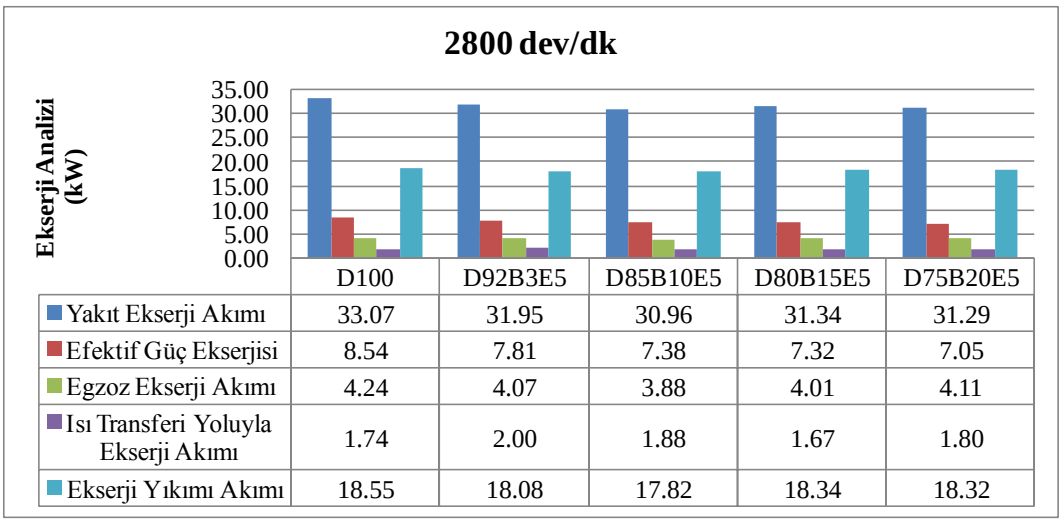
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Ekserji Akımı	29.77	28.79	28.93	28.58	28.86
Efektif Güç Ekserjisi	8.02	7.12	6.86	6.77	6.46
Egzoz Ekserji Akımı	4.38	4.19	4.00	4.14	4.23
Isı Transferi Yoluyla Ekserji Akımı	1.57	1.61	1.68	1.62	1.67
Ekserji Yıkımı Akımı	15.79	15.87	16.39	16.05	16.51

Şekil 4.28. 2400 dev/dk için yakıtların ekserji analizi sonuçları



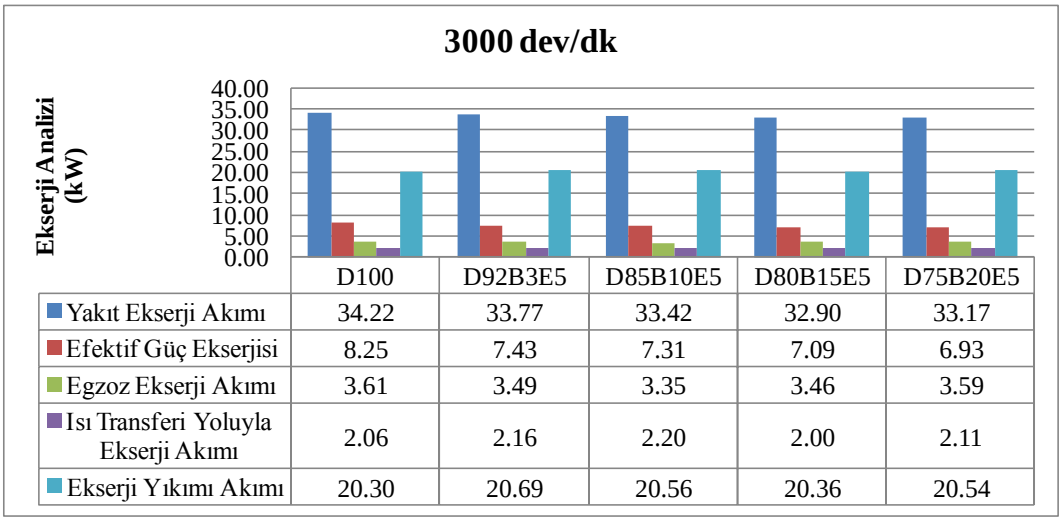
	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Ekserji Akımı	32.76	31.58	31.54	31.27	31.63
Efektif Güç Ekserjisi	8.42	7.43	7.25	7.08	6.86
Egzoz Ekserji Akımı	4.48	4.33	4.10	4.22	4.37
Isı Transferi Yoluyla Ekserji Akımı	1.82	2.05	1.87	1.65	1.90
Ekserji Yıkımı Akımı	18.04	17.77	18.32	18.32	18.50

Şekil 4.29. 2600 dev/dk için yakıtların ekserji analizi sonuçları



	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Ekserji Akımı	33.07	31.95	30.96	31.34	31.29
Efektif Güç Ekserjisi	8.54	7.81	7.38	7.32	7.05
Egzoz Ekserji Akımı	4.24	4.07	3.88	4.01	4.11
Isı Transferi Yoluyla Ekserji Akımı	1.74	2.00	1.88	1.67	1.80
Ekserji Yıkımı Akımı	18.55	18.08	17.82	18.34	18.32

Şekil 4.30. 2800 dev/dk için yakıtların ekserji analizi sonuçları

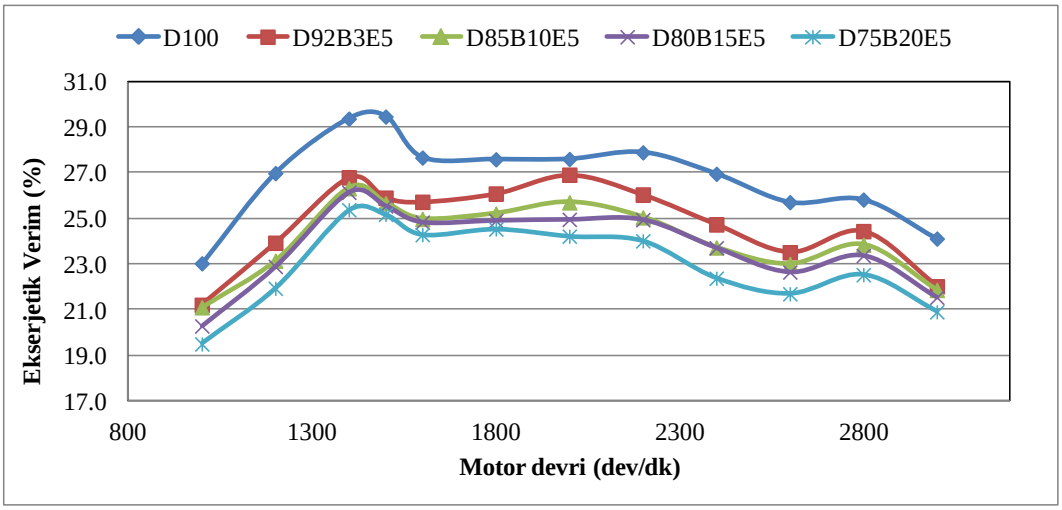


	D100	D92B3E5	D85B10E5	D80B15E5	D75B20E5
Yakıt Ekserji Akımı	34.22	33.77	33.42	32.90	33.17
Efektif Güç Ekserjisi	8.25	7.43	7.31	7.09	6.93
Egzoz Ekserji Akımı	3.61	3.49	3.35	3.46	3.59
Isı Transferi Yoluyla Ekserji Akımı	2.06	2.16	2.20	2.00	2.11
Ekserji Yıkımı Akımı	20.30	20.69	20.56	20.36	20.54

Şekil 4.31. 2800 dev/dk için yakıtların ekserji analizi sonuçları

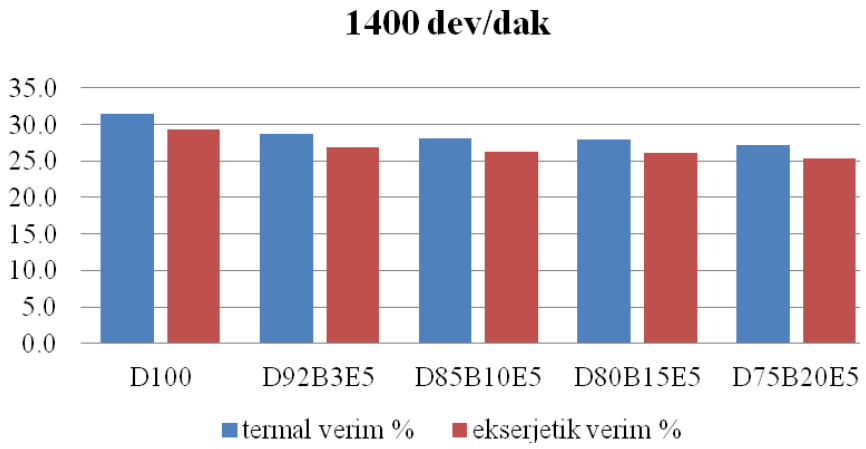
Ekserji veriminin termal verime kıyasla termodinamik bakış açısıyla sistemin performansının daha doğru bir ölçüsü olduğu daha önce 3.2.2.1'de belirtilmişti. Ekserji analizi sonucu elde edilen ekserjetik verimler Şekil 4.32'de maksimum torkun elde edildiği devir sayısı olan 1400 dev/dk için termal verim ile ekserjetik verim arasındaki ilişki Şekil 4.33'de verilmiştir. Şekil 4.32'de görüldüğü gibi ekserjetik verim eğrilerindeki değişimler termal verim eğrisindeki değişimlere paraleldir. Ekserjetik verim değerlerinin yaklaşık olarak maksimum torkun elde edildiği devir sayısına kadar arttığı, bu devir sayısından sonra azaldığı görülmüştür. Azalma eğilimi termal verimdekine benzer şekilde motordaki mekanik sürtünmelerin devire bağlı artışı ve yanma süresinin kısalması ile izah edilebilir. Tüm devir sayıları için ekserjetik verimin D100 için maksimum değer aldığı görülmüştür. Motor yakıt enerjisi akımına kıyasla daha yüksek miktarda yakıt ekserji akımı kullandığından, sırasıyla D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5yakıtlarının ekserjetik verimleri termal verimlerinden yaklaşık olarak % 6.5, % 6.55, % 6.31, % 6.61, % 6.63 daha düşüktür.

Dizel yakıta biyodizel ve biyoetanol ilavesinin ekserjetik verimi az da olsa düşürdüğü söylenebilir. Biyodizel içeren yakıtlarda biyodizel oranı ile termal verim arasında bulunan ilişki, biyodizel oranı ile ekserjetik verim arasında da mevcut olup, biyodizel oranı azaldıkça ekserjetik verimde artış meydana geldiği görülmüştür. Bu yakıtlar için tüm devir sayılarında ekserjetik verim en yüksek değerini D92B3E5 yakıtı için alırken, en düşük değerini D75B20E5 yakıtı için almıştır. Maksimum ekserjetik verim D100 yakıtı için % 29.47 olarak, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 için ise % 26.8, % 26.33, % 26.15, % 25.38 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.32. Yakıtların ekserjetik verimlerinin devir sayısına bağlı değişimi

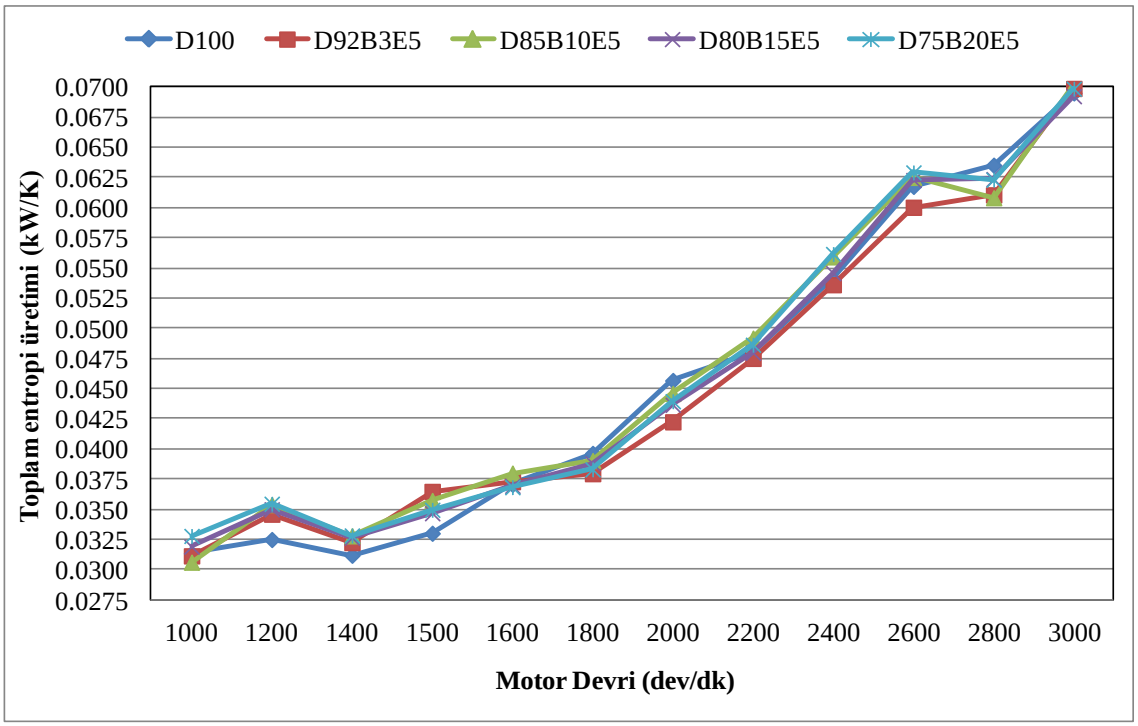
Ekserjetik verim ile termal verim arasındaki ilişkiyi ifade eden kimyasal ekserji faktörü çarpanı, D100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 yakıtları için sırasıyla 1.0695, 1.0701, 1.0673, 1.0707, 1.0710 değerlerini almaktadır. Bu değerlerden yola çıkarak 1400 dev/dk devir sayısında verilen Şekil 4.33'de D100 yakıtı için elde edilen ekserjetik verim değerinin, termal verimden % 6.95 daha fazla olduğu görülmüştür. Biyodizel içerikli yakıtlarda en düşük artış % 6.73 ile D85B10E5 iken bu yakıtı % 7.01 ile D92B3E5, % 7.07 ile D80B15E5 ve % 7.1ile D75B20E5 takip etmektedir.



Şekil 4.33. 1400 dev/dk için termal verim ve ekserjetik verim karşılaştırılması

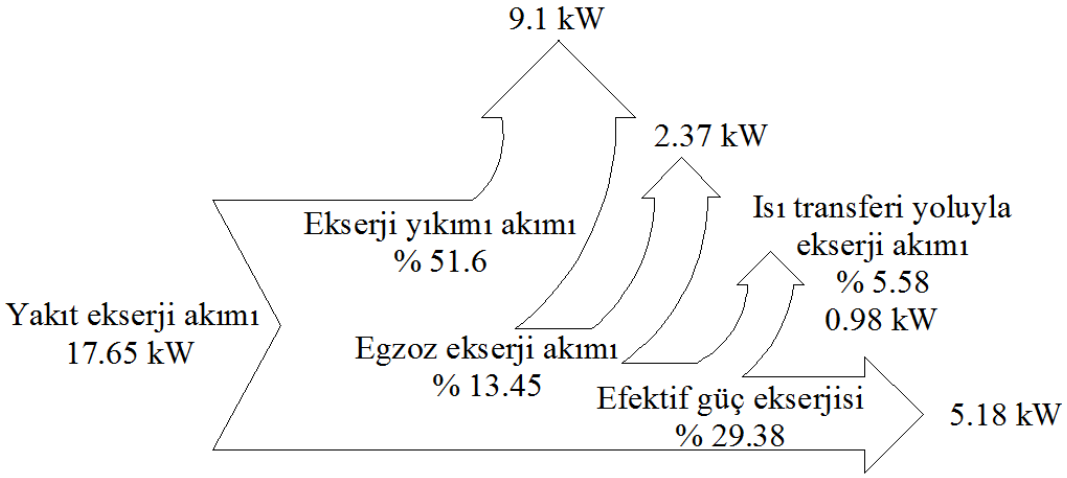
Motorda yanma prosesi sırasında oluşan yüksek yanma sıcaklıkları motorda entropi üretimine neden olan parametreler arasındadır. Tüm yakıtlar için, toplam entropi

üretiminin devir sayısına bağlı değişimi Şekil 4.34'de verilmiştir. Sayısal ifadesinden de görüldüğü gibi entropi üretimi, ekserji yıkımı akımı ile paralel, ekserjetik verim ile de ters bir eğilime sahiptir. Düşük devir sayılarında maksimum entropi üretimi D75B20E5 için, minimum entropi üretimi D100 için elde edilirken yüksek devir sayıları için devir sayısı ve yakıta bağlı olarak değişkenlik gösterdiği tespit edilmiştir. Ortalama entropi üretimi değerleriD100, D92B3E5, D85B10E5, D80B15E5, D75B20E5 yakıtları için sırasıyla 0.0456 kW/K, 0.0453 kW/K, 0.0462 kW/K, 0.0458 kW/K, 0.0462 kW/K olarak hesap edilmiştir. Entropi üretimi eğrisindeki artış ve azalışlar motor ve yanma kararsızlıklarından kaynaklanmaktadır.

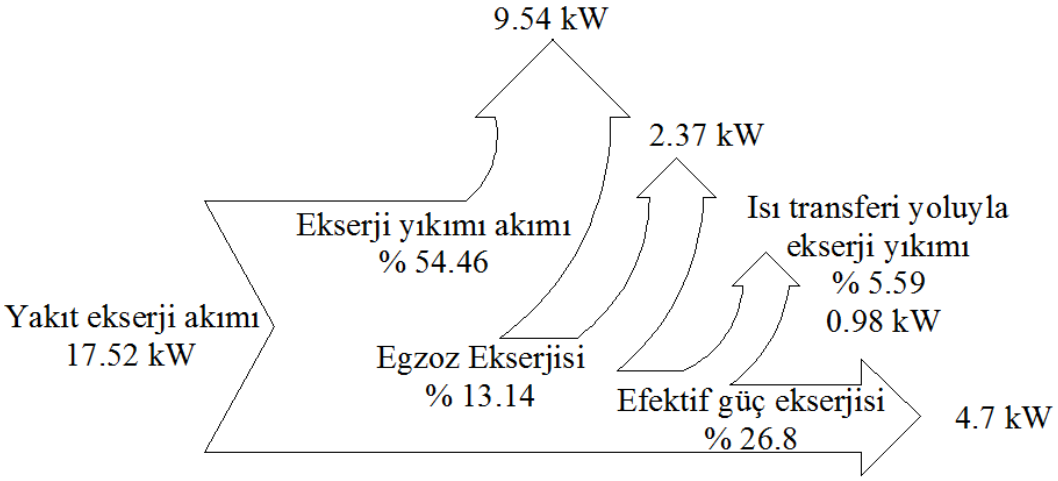


Şekil 4.34. Motordaki entropi üretiminin devir sayısına bağlı değişimi

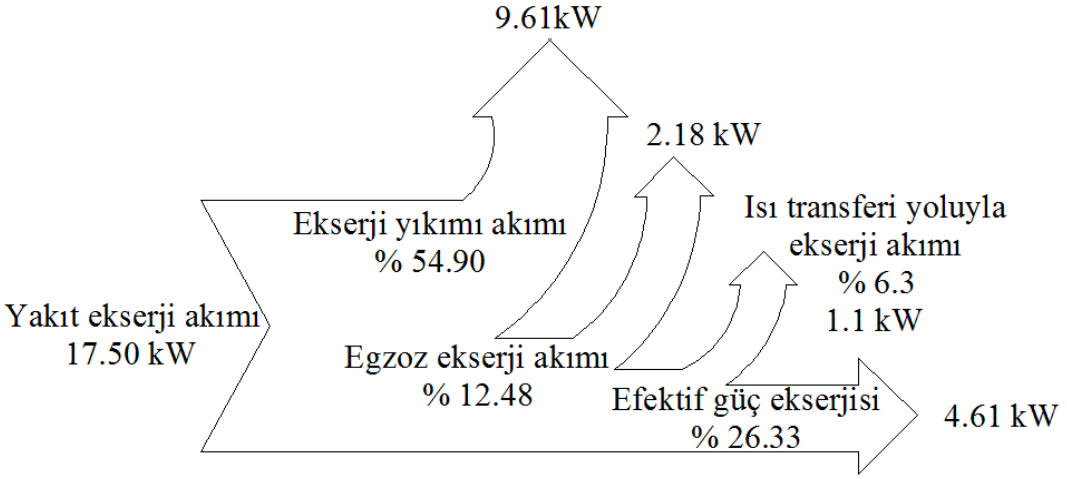
Motorun 1400 dev/dk'da farklı yakıtlarla çalışması durumu için elde edilen ekserji analizi sonuçları, Şekil 4.35-Şekil 4.39'da görülen Grassmann (Ekserji) Diyagramı ile verilmiş, ekserji yüzdeleri diyagramda gösterilmiştir.



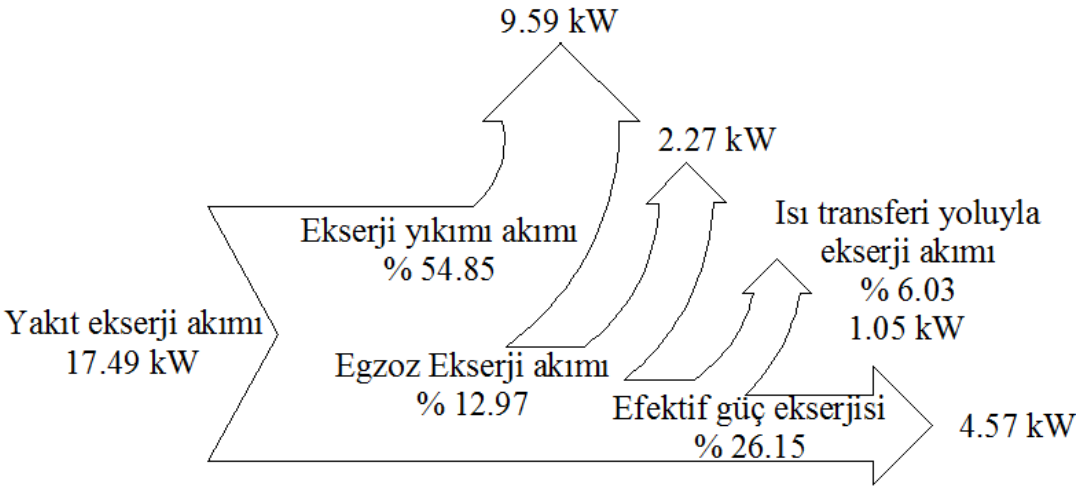
Şekil 4.35. 1400 dev/dk'da D100 yakıtlı motorda ekserji dağılımı



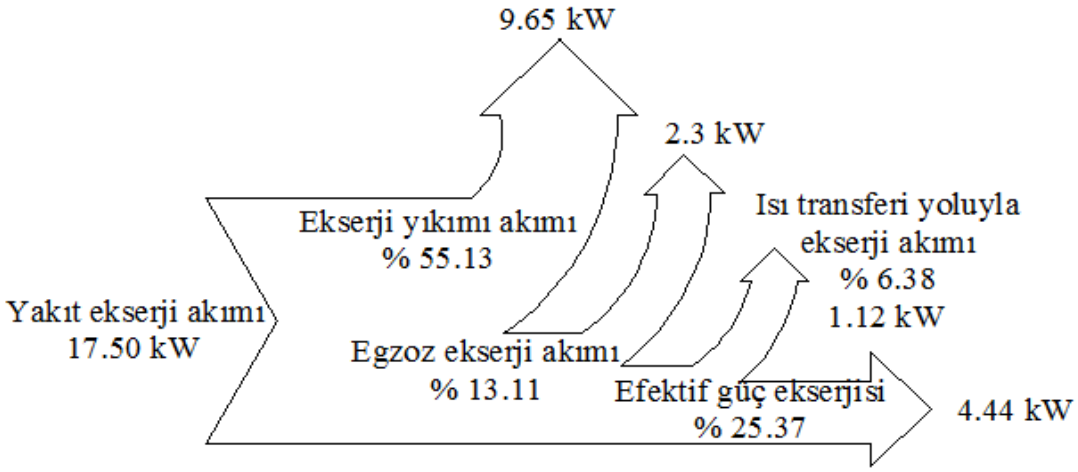
Şekil 4.36. 1400 dev/dk'da D92B3E5 yakıtlı motorda ekserji dağılımı



Şekil 4.37. 1400 dev/dk'da D85B10E5 yakıtlı motorda ekserji dağılımı



Şekil 4.38. 1400 dev/dk'da D80B15E5 yakıtlı motorda ekserji dağılımı



Şekil 4.39. 1400 dev/dk'da D75B20E5 yakıtlı motorda ekserji dağılımı

4.2.3. Belirsizlik analizi

Deneysel çalışmalar kesin sonuçlara ulaşma açısından teorik çalışmalardan daha fazla tercih edilmektedir. Fakat deneyler sırasında ne kadar dikkat edilse de deney sonuçlarında bazı hatalar görülebilir. Genel olarak deneysel hataları üç grupta toplamak mümkündür.

- Dikkatsizlik ve tecrübesizlikten kaynaklanan hatalar
- Sabit ve sistematik hatalar
- Rastgele hatalar

Ölçümün sonucu tüm bu hatalardan arındırılabilse de ölçümün değerinin tam olarak belirlenememesinden kaynaklanan belirsizliklerin pek çok nedeni vardır (Sadıkhov ve ark, 1995).

- ❖ Ölçülen değerin tanımındaki eksiklik
- ❖ Ölçülen değeri temsil etmeyen gözlemler
- ❖ Çevre koşullarının belirlenememesi, çevre koşullaşırının ölçülen değere etkisinin belirlenememesi
- ❖ Analog cihazların okunmasındaki hatalar
- ❖ Ölçüm yöntemi ve işlemindeki yöntemler

Deneysel çalışmalarda hataların kaynaklarının, miktarlarının tespit edilmesi ve sistemdeki hataların azaltılması büyük önem taşımaktadır. Deneysel verilerin hata analizi yöntemlerinden biri olan belirsizlik analizi sistemde en büyük hataya neden olan bileşenin tespiti olanağı sunması açısından sahip olduğu üstünlükle diğer hata analizi yöntemlerinden ayrılmaktadır. Bu yöntemde n adet bağımsız değişkenin $(x_1, x_2, x_3, x_4 \ldots.., x_n)$ fonksiyonu olan R, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük olsun. Bu durumda $R = R(x_1, x_2, x_3, x_4, ...x_n)$ yazılabilir. Her bir değişkenin hata oranları $w_1, w_2, w_3, w_4, ...w_n$ ve R değişkeninin hata oranı w_R olmak üzere

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + ... + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \qquad (4.1)$$

bağıntısıyla verilmektedir (Genceli, 2011). Çizelge 4.17'de deney çalışma sırasında kullanılan ölçü aletlerinin ve hesaplanan büyüklüklerin belirsizlikleri verilmiştir. Çizelgede belirsizlik hesabı yapılan büyüklüklerde, motorun 1400 dev/dk'da D100 yakıtıyla çalıştırılması durumu referans alınmıştır. Ayrıca efektif güç, termal verim ve ekserjetik verim değerleri için tüm devir sayıları ve yakıtlar dikkate alınarak yapılan belirsizlik analizi sonuçları Ek.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.17. Deneyde kullanılan ölçü aletlerinin ve hesaplanan büyüklüklerin belirsizlikleri

Ölçü aletlerinin Belirsizlikleri	Büyüklük	Birim	Ölçü aleti	Belirsizlik
	Sıcaklık	°C	Termometre	1°C
	Kütlesel debi	g/s	Yük hücresi	±0.01 g/s
	Tork	Nm	Dinamometre	±0.0001
	Devir sayısı	dev/dk	Devir sensörü	±1
Hesaplanan büyüklüklerin belirsizlikleri	Büyüklük	Birim	Değer	Belirsizlik
	Efektif güç, $\dot{W}$	kW	5.1841	±0.0037
	Termal verim, η	-	0.314	±0.008
	Ekserjetik verim, η_{II}	-	0.294	±0.007

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada tek silindirli, su soğutmalı Antor marka 3LD510 model bir dizel motor için enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. %5 biyoetanole farklı oranlarda dizel ve biyodizelin karıştırılması ile hazırlanan dört farklı yakıt ile bu yakıtlara referans olması açısından D100 yakıtı kullanılmıştır. Deney motoru 1000 dev/dk ile 3000 dev/dk arasında 200 dev/dk aralıklarla on iki farklı devir sayısında çalıştırılarak devir sayısının ve yakıtın değişiminin enerji ve ekserji analizi üzerine etkisi incelenmiştir. Çalışmada yakıt enerji akımı, egzoz enerji akımı, efektif güç, özgül yakıt tüketimi, kayıp enerji akımı, termal verim gibi birinci yasa parametreleri ile yakıt ekserji akımı, ısı transferi yoluyla ekserji akımı, ekserjetik verim, egzoz ekserji akımı, efektif güç ekserjisi, ekserji yıkımı akımı, motorda üretilen toplam entropi gibi ikinci yasa parametreleri hesaplanmıştır. Aşağıda bu çalışmada elde edilen sonuçlar özetlenmiştir:

❖ Devir sayıları açısından değerlendirildiğinde tüm yakıtlar için yakıt enerji akımının, motor devri arttıkça artış gösterdiği belirlenmiştir.

❖ 1600 dev/dk ve sonrasında en yüksek yakıt enerjisi akımının dizel yakıta ait olduğu görülmüştür.

❖ Tüm devirler için en yüksek efektif güç, dizel yakıt için elde edilmiştir.

❖ Tüm devir sayıları için karışım halinde bulunan yakıtlarda biyodizel oranının artmasının motor gücünü azalttığı görülmüştür.

❖ D100 yakıtı için maksimum torkun elde edildiği devir sayısı 1500 dev/dk, diğer yakıtlar için 1400 dev/dk olarak tespit edilmiştir.

❖ Tüm yakıtlar için maksimum gücün elde edildiği devir sayısı 2800 dev/dk'dır.

❖ 1800 dev/dk ve sonrasındaki devir sayıları için minimum egzoz enerji akımı D85B10E5 yakıtı için elde edilmiştir.

❖ Kayıp enerji akımının devir sayısına bağlı olarak arttığı ve genel manada en düşük değerini D100 yakıtı için aldığı görülmüştür.

❖ Termal verimin D100 için 1500 dev/dk'ya, diğer yakıtlar için ise 1400 dev/dk'ya kadar arttığı, bu devir sayılarından sonra azaldığı görülmüştür.

❖ Tüm devir sayıları için en yüksek termal verim D100 için elde edilirken karışım halinde bulunan yakıtlar göz önüne alındığında termal verimin yakıt içindeki biyodizel oranının artmasına bağlı olarak azalma eğilimi gösterdiği belirlenmiştir.

❖ Tüm devir sayılarında minimum özgül yakıt tüketimi D100 için elde edilirken, yakıt içerisinde biyodizel içeriğinin artması özgül yakıt tüketimini artırmıştır.

❖ Özgül yakıt tüketimi, tüm yakıtlar için, yaklaşık olarak en yüksek torkun elde edildiği devir sayısında en düşük değerini almıştır.

❖ Devir sayıları açısından değerlendirilme yapıldığında tüm yakıtlar için yakıt ekserji akımının, motor devri arttıkça artış eğilimi gösterdiği saptanmıştır.

❖ 1600 dev/dk ve sonrasında en yüksek yakıt enerjisi akımının dizel yakıta ait olduğu görülmüştür.

❖ Egzoz ekserji akımı, yaklaşık olarak tüm devir sayılarında D100 yakıtı için diğer yakıtlardan daha yüksek değerler almıştır.

❖ D85B10E5 yakıtı ise tüm devirler sayılarında en küçük egzoz ekserji akımı değerlerini almıştır.

❖ Düşük devir sayılarında soğutma suyu ekserji akımının en düşük değerini D100 yakıtı için aldığı saptanmıştır.

❖ Ekserji yıkımının devir sayısına bağlı olarak arttığı görülmüştür.

❖ Ekserjetik verim değerlerinin yaklaşık olarak maksimum torkun elde edildiği devir sayısına kadar arttığı, bu devir sayısından sonra azaldığı görülmüştür.

❖ Azalma eğilimi termal verimdekine benzer şekilde motordaki mekanik sürtünmelerin devire bağlı artışı ve yanma süresinin kısalması ile izah edilebilir.

❖ Ekserjetik verimin biyodizel içeriğinin artmasına bağlı olarak azaldığı gözlemlenmiştir.

❖ D100'e en yakın termal ve ekserjetik verim, biyodizel miktarının %3 olduğu D92B3E5 yakıtı için elde edilmiştir.

❖ Düşük devir sayılarında maksimum entropi üretimi D75B20E5 için, minimum entropi üretimi D100 için elde edilirken yüksek devir sayıları için devir sayısı ve yakıta bağlı olarak değişkenlik gösterdiği tespit edilmiştir.

❖ Çalışma sonucunda ekserji kayıpları arasında en önemli büyüklüğe sahip olan parametrenin ekserji yıkımı akımı olduğu görülmüştür.

❖ Diğer önemli parametreler egzoz ekserji akımı ve ısı transferi yoluyla ekserji akımıdır.

❖ Çalışmada kullanılan yakıtların birçok özelliğinin birbirine oldukça yakın olmasından hareketle özellikle D92B3E5 yakıtının, D100 yakıtı yerine kullanılabileceği söylenebilir.

❖ Bu sonuçlara ilave olarak bu çalışmada enerji ve ekserji analizinin birlikte uygulanmasının, daha gerçekçi ve daha doğru sonuçlara götürdüğü görülmüştür.

5.2. Öneriler

İçten yanmalı motorlar, dünyadaki enerji tüketiminde büyük paya sahip olan taşımacılık sektörününün temel unsurudur. Bu nedenle trafiğe kayıtlı taşıt sayısının artması ile birlikte önemi her geçen gün artan içten yanmalı motorların veriminin ve motor gücünün arttırılması ve motorlarda meydana gelen enerji kayıplarının azaltılması konuları, üzerinde durulması gereken konular arasındadır. Bunun için içten yanmalı motorlarda kullanılan EGR, yakıt enjeksiyon sistemleri gibi yeniliklerin her biri için enerji ve ekserji analizlerinin yapılabilir. Ayrıca farklı özellikteki motorlara, kayıpların miktarlarının ve yerlerinin tespit edilmesi maksadıyla, enerji analizinden daha gerçekçi olan ekserji analizinin uygulanması önerilebilir. Daha gelişmiş motorların (turboşarjlı, silindir sayısı fazla vb.) kullanılmasının yanında daha fazla motor parametresinin (setan sayısı, yükleme durumu, ateşleme zamanı vb.) enerji ve ekserji analizi parametrelerine etkisi incelenebilir. Literatür çalışmaları yanma tersinmezliklerinin azaltılması için yanma odasının yalıtılmasının egzoz ekserjisini artırdığını göstermektedir. Bu konu ile ilgili optimizasyon çalışmalarının gelecekte bilim insanlarının gündeminde olması beklenmektedir.

KAYNAKLAR

Anonim, 2014a, http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/a8c16d2696b35f9_ek.pdf ?dergi=1345, [Ziyaret Tarihi: 2 Eylül 2014].

Abdel-Rahim, Y. M., 1984, Analysis and simulation of the IC engine otto cycle using the second law of thermodynamics, PhD Thesis, *Kansas State University*, Manhattan-Cansas.

Abedin, M. J., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Sanjid, A., Ashrafur Rahman, S. M., Masum, B. M., 2013, Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 26, 20–33.

Aktaş, A., 2009, Benzin-biyodizel ve benzin-biyodizel–etanol karışımlarının buji ateşlemeli motor performans ve emisyonlarına etkisi, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 6(4), 43-53.

Alptekin, E., Çanakcı M., 2006, Biyodizel ve Türkiye'deki durumu, *Mühendis ve Makina Dergisi*, 561, 57 - 64.

Anonim, 2013a, http://www.yildiz.edu.tr/~oisin/Dersler/Dersnotlari/0653611/ ders_kitabi.pdf, [Ziyaret Tarihi: 30 Aralık 2013].

Anonim, 2014b,http://www.sanayi.gov.tr/Files/Documents/otomotiv-sektoru-raporu-2-16042013165101.pdf, [Ziyaret Tarihi: 1 Temmuz 2014].

Anonim, 2014c, http://www.tuik.gov.tr/PreHaberBultenleri.do?id=15896, [Ziyaret Tarihi: 21 Temmuz 2014].

Anonim, 2014d, http://w3.balikesir.edu.tr/~ismet/yag/-biyodizel-.ppt, [Ziyaret Tarihi: 3 Temmuz 2014]

Anonim, 2014e, http://tr.wikipedia.org/wiki/Biyodizel, [Ziyaret Tarihi: 13 Haziran 2014].

Anonim, 2014f, http://www.eie.gov.tr/yenilenebilir/biyodizel.aspx, [Ziyaret tarihi:24 Temmuz 2014].

Anonim, 2014g, http://www.eie.gov.tr/eie-web/turkce/YEK/biyoenerji/03-biyoetanol/be_nedir.html, [Ziyaret tarihi:6 temmuz 2014].

Anonim, 2014h, http://www.eie.gov.tr/yenilenebilir/biyoetanol.aspx, [Ziyaret tarihi:6 Temmuz 2014].

Anonim, 2014ı, http://www.ktu.edu.tr/dosyalar/14_03_00_e3c58.pdf, [Ziyaret tarihi:30 Temmuz 2014].

Anonymous, 2013a, http://www3.nd.edu/~msen/Teaching/EnergySyst/Slides/ ICEngines.pdf,[Ziyaret Tarihi: 30 Aralık 2013].

Anonymous, 2013b, http://www.fueleconomy.gov/feg/fe_test_schedules.shtml, [Ziyaret Tarihi: 30 Aralık 2013].

Anonymous, 2013c, http://www.schoolphysics.co.uk/age14-16/Mechanics/Forces%20in%20motion/text/Sankey_diagrams/index.html, [Ziyaret Tarihi: 30 Aralık 2013].

Anonymous, 2014a, http://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/Energy-economics/Energy-Outlook/Energy_Outlook_2035_booklet.pdf, [Ziyaret Tarihi: 30 Haziran 2014].

Anonymous, 2014b, http://wardsauto.com/ar/world_vehicle_population_110815, [Ziyaret Tarihi: 23 Ocak 2014]

Anonymous, 2014c, http://www.sustainabletransport.info/world-vehicle-population-set-to-double-by-2035/, [Ziyaret Tarihi: 27 Ocak 2014].

Anonymous, 2014d, http://www.huffingtonpost.ca/2011/08/23/car-population_n_934291.html, [Ziyaret Tarihi: 13 Haziran 2014].

Anonymous, 2014e, http://www.csjt.info/usa/upfile/content/20100816155059360.pdf, [Ziyaret Tarihi: 3 Temmuz 2014].

Bedir, A., (Devlet Planlama Teşkilatı), 2002, Türkiye'de Otomotiv Sanayii Gelişme Perspektifi, DPT, 2660

Benjumea, P., Agudelo, J., Agudelo, A., 2009, Effect of altitude and palm oil biodiesel fuelling on the performance and combustion characteristics of a HSDI diesel engine, *Fuel*, 88, 725–731.

Caton, J. A., 1999, Results from the second-law of thermodynamics for a spark-ignition engine using an engine cycle simulation, *Fall Technical Conference*, ASME-ICED, 3549.

Caton, J. A., 2000a, A review of investigations using the second law of thermodynamics to study internal combustion engines, *Society of Automotive Engineers*, 1-15.

Caton, J. A., 2000b, On the destruction of availability (exergy) due to combustion processes with specific application to internal-combustion engines, *Energy*, 25, 1097-117.

Caton, J. A., 2005, Results from a cycle simulation incorporating the second law of thermodynamics: Results for spark-ignition engines using oxygen enriched combustion air, *Society of Automotive Engineers Inc*., SAE paper no: 2005-01-1130.

Caton, J. A., 2010, Implications of fuel selection for an SI engine: Results from the first and second laws of thermodynamics, *Fuel*, 89 (11), 3157–3166.

Chow, A., Wyszynski, M. L., 2000, Thermodynamic modeling of complete engine systems: A Review, *Journal of Automobile Engineering*, 213, 403-415.

Costa, Y. J. R., Lima, A. G. B., Filho, C. R. B., Araujo Lima, L., 2012, Energetic and exergetic analyses of a dual-fuel diesel engine, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 4651–4660.

Çalışkan, H., 2009, İçten yanmalı motorlarda ekserji analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Eskişehir.

Çanakcı, M., Hoşöz, M., 2006, Energy and exergy analyses of a diesel engine fuelled with various biodiesels, *Energy Sources, Part B: Economics, Planning and Policy*, 1(4), 379 - 394.

Çengel, Y. A. and Boles, M. A., 2006, Thermodynamics: An Engineering Approach, Fifth Edition, McGraw-Hill, New York.

Debnath, B. K., Sahoo, N., Saha, U. K., 2013, Thermodynamic analysis of a variable compression ratio diesel engine running with palm oil methyl ester, *Energy Conversion and Management*, 65, 147–154.

Demir, B., 2009, Küçük ölçekli bir biyodizel sisteminin oluşturulması, elde edilen pamuk yağı metil esterin motor performans testleri, enerjetik ve ekserjetik değerlendirilmesi, Doktora Tezi, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir.

Demirci, A., Gümüş, M., Sayın C., Atmaca, M., Binark, A. K., Işıkan, M. O., 2011, Sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda biyodizel dizel karışımlarının egzoz emisyonlarına etkisi, *6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11)*, Elazığ.

Dinçer, I., 2002, The role of exergy in energy policy making, *Energy Policy*, 137-149

Ebadi, M. J. and Gorji-Bandpy, M., 2005, Exergetic analysis of gas turbine plants, *International Journal of Exergy*, 2(1), 285-290.

Fartaj, S. A., 1991, Analysis of thermal systems using entropy balance method, PhD Thesis, *Kansas State University*, Manhattan-Kansas.

Genceli, O. F., 2011, Ölçme Tekniği (Boyut, Basınç, Akış ve Sıcaklık Ölçmeleri), Birsen Yayınevi, İstanbul.

Gürsürer, S. M., 2005, Çevre sıcaklığının Li-Br+H_2O akışkanlı tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevrimine etkisinin ekserji analizi temelinde irdelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Heywood, J. B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill.

Ilkılıç Cumali, Aydın S., Behcet R., Aydin H., 2011, Biodiesel from safflower oil and its application in a diesel engine, *Fuel Processing Technology*, 92, 356–362

İlker, Y., İlbaş, M., Su, Ş., 2003, Türkiye rüzgar enerji potansiyelinin değerlendirilmesi, *Yeni ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu TMMOB*, Kayseri, 339-401.

İşler, A., 2012, Aspir yağı etil esteri ve yaşam döngüsü değerlendirmesi, Doktora Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Karaosmanoğlu, F., 2008, Biyomotorin ve Türkiye, *Enerji*, 1, 35-38.

Knothe, G., Gerpen, J. V., Krahl, J., 2004, The biodiesel handbook, AOCS Press, Champaign, Illinois.

Korobitsyn, M. A., 1998, New and advanced energy conversion technologies analysis of cogeneration, combined and integrated cycles, PhD Thesis, *University of Twente*, Enschede-Netherlands.

Kotas TJ., 1995, The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Krieger Publishing Company, Malabar, FL.

Martyr, A. J., Plint, M. A., 2011, Engine testing-the design, building, Modification and Use of Powertrain Test Facilities Elsevier.

Melikoğlu, M., Albostan, A., 2011, Türkiye'de biyoetanol üretimi ve potansiyeli, *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 26(1), 151-160.

Misra, R. D., Murthy M. S., 2010, Straight vegetable oils usage in a compression ignition engine—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9), 3005–3013.

Moran, M. J., Shapiro, H. N., 2000, Fundamentals of engineering thermodynamics, Third Edition, John Wiley & Sons, New York.

Nakonieczny, K., 2002, Entropy generation in a diesel engine turbocharging system, *Energy*, 27, 1027–1056.

Olcayer, A., 2005, İki kademeli NH_3-H_2O akışkanlı absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde performans ve ekserji analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.

Ozcan, H., 2010, Hydrogen enrichment effects on the second law analysis of a lean burn natural gas engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, 35(3), 1443–1452.

Parlak, A., Yasar, H., Eldogan, O., 2005, The effect of termal barrier coating on a turbo-charged diesel engine performance and exergy potential of the exhaust gas, *Energy Conversion and Management*, 46, 489–499.

Pilusa, T. J., Mollagee, M. M., Muzenda, E., 2012, Reduction of vehicle exhaust emissions from diesel engines using the whale concept filter, *Aerosol and Air Quality Research*, 12, 994–1006.

Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., 1988, Diesel engine transient operation, Principles of operation and simulation analysis, Springer.

Rakopoulos, C. D., Kyritsis, D. C., 2001, Comparative second-law analysis of internal combustion engine operation for methane, methanol and dodecane fuels, *Energy*, 26, 705–722.

Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., 2004a, Availability analysis of a turbocharged diesel engine operating under transient load conditions, *Energy*, 29, 1085–1104.

Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., 2004b, Parametric study of transient turbocharged diesel engine operation from the second-law perspective, *Society of Automotive Engineers Inc.*, SAE paper no: 2004-01-1679.

Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., 2005a, Second-law analysis of indirect injection turbocharged diesel engine operation under steady-state and transient conditions, *Society of Automotive Engineers Inc*., SAE paper no: 2005-01-1131.

Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., 2005b, The influence of cylinder wall temperature profile on the second-law diesel engine transient response, *Applied Thermal Engineering*, 25, 1779–1795.

Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., 2006a, Comparative first- and second-law parametric study of transient diesel engine operation, *Energy*, 31(12), 1927-1942.

Rakopoulos, C. D., Kyritsis, D. C., 2006, Hydrogen enrichment effects on the second law analysis of natural and landfill gas in engine cylinders, *Hydrogen Energy*, 31, 1384-1393.

Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., 2006b, Second-law analyses applied to internal combustion engines operation, *Progress in Energy and Combustion Science*, 32, 2-47.

Ramadhas, A. S., Jayaraj, S., Muraleedharan, C., 2006, Theoretical modeling and experimental studies on biodiesel-fueled engine, *Renewable Energy*, 31, 1813–1826.

Rosen, M. A., Dincer, I., 2001, Exergy as the confluence of energy, Environment and Sustainable Development, *International Journal of Exergy*, 1-11.

Sadıkhov, E., Kangı, R., Uğur, S., 1995, Ölçüm belirsizliği, UME-95-014.

Sayın, C., Hosoz, M., Canakci, M, Kilicaslan, I. , 2007, Energy and Exergy Analyses of a Gasoline Engine, *International Journal of Energy Research*, 31(3), 259-273.

Sezgin, B., Bilen, K., Çelik, V., 2013, Bir dizel motorun doğal gazla çalışır hâle getirilmesi ve dönüştürülmüş motorun performans ve egzoz emisyonunun deneysel analizi, *Mühendis ve Makina*, 54(642), 41-51.

Song, T. W., Sohn, J. L., Kim, J. H., Kim, T. S., Ro, S. T., 2002, Exergy-based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operating conditions, *International Journal of Exergy*, 2, 105-112.

Sorathia, H S, Yadav, H J., 2012, Energy analyses to a CI – Engine using diesel and biogas dual fuel - a reviewer study, *International Journal of Advanced Research and Studies*, 1(2), 212–217.

Tat, M. E., 2011, Cetane number effect on the energetic and exergetic efficiency of a diesel engine fuelled with biodiesel, *Fuel processing technology*, 92, 1311-1321

Uçkun, E., 2004, Biyodizel yakıtı kullanan bir dizel motorun optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kocaeli.

Utlu Z., 2003, Türkiye'nin 2023 yılı enerji ve ekserji kullanım, verimliliğinin analizi, Doktora tezi, *Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü*, İzmir.

Üçgül, İ., Koyun, T., 2004, Silindirik yansıtıcılı iki yüzeyli kollektörler ile düz yüzeyli kollektörlerin I. ve II. yasa verimliliklerinin irdelenmesi, *Mühendis ve Makine Dergisi*, 45(530).

Yılbaşı, Z., 2007, Bir dizel motorun performansının ekserji analizi ile belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Zonguldak.

Yun K.T., Cho H., Luck R., Mago, P. J., 2012, Modeling of reciprocating internal combustion engines for power generation and heat recovery, *Applied Energy*, 102, 327–335.

Winterbone, D. E., Horlock, J. H., 1986, The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines, Oxford University.

Zhang, S., 2002, Law analysis of a spark ıgnition engine the second fueled with compressed natural gas, MS Thesis, *University of Windsor*, Ontario-Canada.

Zheng, J., Caton, J. A., 2012, Second law analysis of a low temperature combustion diesel engine: Effect of injection timing and exhaust gas recirculation, *Energy*, 38, 78-84.

Zhou, J. H., Cheung, C. S., Leung, C. W., 2014, Combustion, performance and emissions of a diesel engine with H_2, CH_4 and H_2-CH_4 addition, *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(9), 4611–4621.

EKLER

EK-1 Efektif güç, termal verim ve ekserjetik verim için yakıtlar ve devir sayısına bağlı olarak belirsizlik analizi sonuçları

		$w_{\dot{W}}$	$\%\, w_{\dot{W}}$	w_{η}	$\%\, w_{\eta}$	$w_{\eta_{II}}$	$\%\, w_{\eta_{II}}$
1000 dev/dk	D100	0.0035	0.10	0.007	3.0	0.007	0.03
	D92B3E5	0.0032	0.10	0.007	3.0	0.006	0.03
	D85B10E5	0.0031	0.10	0.007	3.1	0.007	0.03
	D80B15E5	0.0030	0.10	0.006	3.0	0.006	0.03
	D75B20E5	0.0030	0.10	0.006	2.9	0.006	0.03
1200 dev/dk	D100	0.0037	0.08	0.008	2.8	0.008	0.03
	D92B3E5	0.0033	0.08	0.007	2.7	0.007	0.03
	D85B10E5	0.0032	0.08	0.007	2.7	0.006	0.03
	D80B15E5	0.0032	0.08	0.007	2.7	0.006	0.03
	D75B20E5	0.0031	0.08	0.006	2.6	0.006	0.03
1400 dev/dk	D100	0.0037	0.07	0.008	2.6	0.008	0.03
	D92B3E5	0.0034	0.07	0.007	2.6	0.007	0.03
	D85B10E5	0.0033	0.07	0.007	2.6	0.007	0.03
	D80B15E5	0.0033	0.07	0.007	2.6	0.007	0.03
	D75B20E5	0.0032	0.07	0.007	2.5	0.007	0.03
1600 dev/dk	D100	0.0037	0.07	0.008	2.5	0.007	0.02
	D92B3E5	0.0033	0.07	0.006	2.3	0.006	0.02
	D85B10E5	0.0032	0.07	0.006	2.4	0.006	0.02
	D80B15E5	0.0032	0.07	0.007	2.4	0.006	0.02
	D75B20E5	0.0031	0.07	0.006	2.4	0.006	0.02
1800 dev/dk	D100	0.0035	0.06	0.007	2.3	0.006	0.02
	D92B3E5	0.0032	0.06	0.006	2.3	0.006	0.02
	D85B10E5	0.0031	0.06	0.006	2.2	0.006	0.02
	D80B15E5	0.0030	0.06	0.006	2.3	0.006	0.02
	D75B20E5	0.0029	0.06	0.006	2.3	0.006	0.02
2000 dev/dk	D100	0.0034	0.06	0.006	2.1	0.006	0.02
	D92B3E5	0.0030	0.06	0.006	2.2	0.006	0.02
	D85B10E5	0.0030	0.06	0.006	2.1	0.005	0.02
	D80B15E5	0.0029	0.06	0.006	2.1	0.005	0.02
	D75B20E5	0.0028	0.06	0.006	2.2	0.005	0.02
2200 dev/dk	D100	0.0035	0.05	0.005	1.8	0.005	0.02
	D92B3E5	0.0032	0.05	0.006	1.9	0.005	0.02
	D85B10E5	0.0031	0.05	0.005	1.9	0.005	0.02
	D80B15E5	0.0029	0.05	0.005	1.9	0.005	0.02
	D75B20E5	0.0029	0.05	0.005	1.9	0.005	0.02
2400 dev/dk	D100	0.0034	0.05	0.005	1.7	0.005	0.02
	D92B3E5	0.0031	0.05	0.005	1.7	0.005	0.02
	D85B10E5	0.0030	0.05	0.005	1.7	0.004	0.02

	D80B15E5	0.0029	0.05	0.005	1.7	0.004	0.02
	D75B20E5	0.0028	0.05	0.004	1.7	0.004	0.02
2600 dev/dk	D100	0.0033	0.04	0.004	1.6	0.004	0.02
	D92B3E5	0.0030	0.04	0.004	1.6	0.004	0.02
	D85B10E5	0.0029	0.04	0.004	1.5	0.004	0.02
	D80B15E5	0.0028	0.04	0.004	1.6	0.004	0.02
	D75B20E5	0.0027	0.04	0.004	1.5	0.004	0.02
2800 dev/dk	D100	0.0032	0.04	0.004	1.4	0.004	0.01
	D92B3E5	0.0029	0.04	0.004	1.4	0.003	0.01
	D85B10E5	0.0028	0.04	0.003	1.4	0.003	0.01
	D80B15E5	0.0027	0.04	0.003	1.4	0.003	0.01
	D75B20E5	0.0026	0.04	0.003	1.4	0.003	0.01
3000 dev/dk	D100	0.0031	0.04	0.004	1.4	0.004	0.01
	D92B3E5	0.0028	0.04	0.004	1.4	0.004	0.01
	D85B10E5	0.0026	0.04	0.004	1.4	0.004	0.01
	D80B15E5	0.0026	0.04	0.004	1.4	0.003	0.01
	D75B20E5	0.0025	0.04	0.003	1.4	0.003	0.01

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	**:**	Bahar SAYIN
Uyruğu	**:**	T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi	**:**	Erzurum 09.04.1988
Telefon	**:**	0539 374 9530
Faks	**:**	
e-mail	**:**	bsayin@selcuk.edu.tr

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Lise	:	Erzurum Merkez Anadolu Lisesi	2006
Üniversite	:	Atatürk Üniversitesi Fen Fakültesi	2010
Üniversite	:	Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi	2012
Yüksek Lisans	:	Selçuk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi	Devam ediyor
Doktora	:		

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
2012-Devam	S.Ü. Teknoloji Fakültesi	Araştırma Görevlisi

UZMANLIK ALANI

İçten yanmalı motorlar, Enerji sistemleri, Enerji ve Ekserji Analizi.

YABANCI DİLLER

İngilizce

YAYINLAR

Sayin B., Kahraman A., 2014, Application of Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Various Biodiesels, *International Conference on Advanced Technology&Sciences(ICAT'14),* Antalya.

Sayin B., Kahraman A., Örs I., 2014, Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Various Biodiesels, *Expand Success, International Conference on Engineering , Technology & Science (ICETS Dubai 2014)*(İnceleme aşamasında).