



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**FARKLI ORANLARDA BİYOETANOL -
BENZİN KARIŞIMLARININ BENZİNLİ BİR
MOTORDA KULLANIMININ PERFORMANS
VE EKSERJİ ANALİZİ**

**Kadir GEÇGEL
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

**Temmuz-2018
KONYA
Her Hakkı Saklıdır**

Kadir GEÇGEL tarafından hazırlanan “Farklı Oranlarda Biyoetanol-Benzin Karışımlarının Benzinli Bir Motorda Kullanımının Performans ve Ekserji Analizi” adlı tez çalışması 19/07/2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Danışman (Başkan)

Prof. Dr. Hidayet OĞUZ

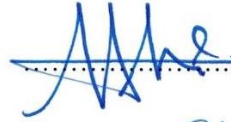
Üye

Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Ahmet Ali SERTKAYA

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Ahmet AVCI
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.



İmza
Kadir GEÇGEL

Tarih: 19.07.2018

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

FARKLI ORANLARDA BİYOETANOL - BENZİN KARIŞIMLARININ BENZİNLİ BİR MOTORDA KULLANIMININ PERFORMANS VE EKSERJİ ANALİZİ

Kadir GEÇGEL

**Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Prof. Dr. Hidayet OĞUZ

2018, 85 Sayfa

Jüri

Prof. Dr. Hidayet OĞUZ

Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

Dr. Öğr. Üyesi Ahmet Ali SERTKAYA

Bu çalışmada iki silindirli su soğutmalı yakıt enjeksiyonlu bir benzinli motordan elde edilen deneysel veriler kullanılarak motora enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Her bir deney, motorun 1000 d/d ile 5000 d/d arasında 500'er devir aralıklarında dokuz farklı devir sayısı için dört farklı yakıt numunesiyle çalıştırılarak gerçekleştirilmiştir. Yakıt numuneleri benzin, benzin ve biyoetanolün farklı oranlarda karıştırılması ile hazırlanan (E3), (E5), (E10), (E15) yakıtlarıdır. Motorun, oluşturulan bu yakıtlarla çalıştırılmasının enerji ve ekserji analizi parametrelerine etkisi araştırılmıştır. Motorun benzin (E0) yakıtıyla çalıştırılması durumunda elde edilen veriler referans alınarak tüm sonuçlar karşılaştırılıp incelenmiştir.

Çalışma sonucunda maksimum torkun elde edildiği devir sayısı olan 1500 d/d'de hem termal verim hem de ekserjetik verim en yüksek değerleri benzin ile çalışmada elde edilmiş bunu (E10) yakıtı takip etmiştir. Maksimum gücün elde edildiği devir sayısı olan 3500 d/d'de ise termal verim ve ekserji verimi sırasıyla %18,44 ve %17,21 olarak (E0) (E15) yakıtlarında hesap edilmiştir. Analizler sonucunda termal verim ve ekserji veriminin (E0) yakıtının diğer yakıt numunelerine göre maksimum torkun elde edildiği devir sayısı olan 1500 d/d'de daha yüksek olduğu; maksimum gücün elde edildiği devir sayısı olan 3500 d/d'de ise E15 yakıtında daha yüksek olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Biyoetanol, Benzinli motor, Motor performansı, Enerji analizi, Ekserji analizi

ABSTRACT

MS THESIS

PERFORMANCE AND EXERGY ANALYSIS OF USING DIFFERENT RATES OF BIOETHANOL -GASOLINE MIXTURES IN A GASOLINE ENGINE

Kadir GEÇGEL

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE
IN MECHANICAL ENGINEERING**

Advisor: Prof. Dr. Hidayet OĞUZ

2018, 85 Pages

Jury

Prof. Dr. Hidayet OĞUZ

Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

Dr. Öğr. Üyesi Ahmet Ali SERTKAYA

In this study, energy and exergy analyzes were applied using experimental data obtained from a two cylinder water-cooled fuel injected gasoline engine. Each experiment was carried out by operating the engine with four different fuel samples for nine different cycle at ranges of 500 rpm between 1000 rpm and 5000 rpm. Fuel samples (E3), (E5), (E10), (E15) prepared by mixing fuel, gasoline and bioethanol blend at different ratios. The effect of the engine on the energy and exergy analysis parameters of running these fuels was investigated. When the engine is operated with gasoline (E0) fuel, all results are compared and presented with reference to the data obtained.

As a result of the study, both the thermal efficiency and the exergetic efficiency values were obtained in the operation with the highest gasoline at the speed of 1500 rpm at which the maximum torque was obtained followed by fuel (E10). At 3500 rpm, where the maximum power is obtained, thermal efficiency and exergy efficiency are calculated at 18.44% and 17.21% (E0) (E15) fuels, respectively. The results show that the thermal efficiency and exergetic efficiency (E0) of the fuel is higher than the other fuel samples at 1500 rpm, which is the number of revolutions at which the maximum torque is obtained; The maximum number of revolutions at 3500 rpm was found to be higher at E15 fuel.

Keywords: Bioethanol, Gasoline engine, Engine performance, Energy analysis, Exergy analysis

ÖNSÖZ

Tez çalışmam süresince bilgi, tecrübe ve desteği ile sürekli beni yönlendiren danışman hocam Prof. Dr. Hidayet OĞUZ'a teşekkürü borç bilirim. Ayrıca bilgilerine başvurduğum Prof. Dr. Ali KAHRAMAN'a da çok teşekkür ederim. Deneylerde kullandığım bazı cihazların temin edilmesinde yardımlarını esirgemeyen Dr. Öğretim Üyesi Ahmet Ali SERTKAYA'ya, teşekkür ediyorum. Tez deney çalışmalarımında makine ve cihazların kullanımında desteğini esirgemeyen Prof. Dr. Hüseyin ARIKAN'a, teşekkür ederim. Deneylerde bana sık sık yardımcı olan mesai arkadaşlarım Talip AKBIYIK, Mehmet ŞENGÜL, Mikdat COŞKUN ve Mehmet Said GEÇGEL'e ve aile bireylerime teşekkür ediyorum.

Kadir GEÇGEL
KONYA-2018

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	viii
1. GİRİŞ	1
1.1. Biyoetanol	3
1.2.1. Biyoetanol Üretimi	3
1.3. Dünyada ve Türkiye’de biyoetanol üretimi ve kullanımı	5
1.3.1. Dünyada biyoetanol üretimi ve kullanımı	5
1.3.2. Türkiye’de biyoetanol üretimi ve kullanımı	8
1.4. Biyoetanolün yakıt olarak kullanılması	9
1.4.1. Biyoetanolün motor yakıtlarının içerisinde belirli oranlarda karıştırılması yöntemi	10
1.4.2. Biyoetanolün emme manifolduna püskürtülerek ya da buhar halinde verilerek kullanılması.....	10
1.4.3. Biyoetanol ve motor yakıtlarının bir karıştırıcıda belirli oranlarda karıştırılarak kullanılması	11
1.4.4. Her bir yakıt için ayrı bir enjeksiyon sistemi kullanılması.....	11
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	12
3.MATERYAL VE YÖNTEM.....	21
3.1. Materyal	21
3.2. Yöntem.....	29
3.2.1.Enerji analizi	29
3.2.2.Ekserji analizi	37
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	48
4.1. Araştırma Bulguları	48
4.1.1. Örnek Hesaplama.....	48
4.1.2. Enerji analizi	48
4.1.3. Ekserji analizi	55
4.2. Sonuç ve Tartışma	59
4.2.1. Enerji analizi	59
4.2.2. Ekserji analizi	67
4.2.3. Belirsizlik analizi	76
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	78
ÖZGEÇMİŞ	85

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)
E	Enerji Akışı	(kW)
Ex	Ekserji akışı	(kW)
g	Yer çekimi ivmesi	(m/s ²)
h	Birim kütle entalpisi	(kJ/kg)
H_u	Alt ısı değer	(kJ/kg)
H/Y	Hava yakıt oranı	
m	Kütle	(kg)
\dot{m}	Kütlesel debi	(kg/s)
N_e	Motor devri	(d/d)
P	Basınç	(kPa)
Q	Isı transferi akışı	(kW)
R	Gaz sabiti	(kJ/kgK)
\bar{R}	Üniversal gaz sabiti	(J/molK)
s	Birim kütle entropisi	(kJ/kgK)
S	Entropi	(kJ/K)
T	Sıcaklık	(K)
u	Birim kütle iç enerji	(kJ/kg)
V	Hız	(m/s)
V	Anlık silindir hacmi	(m ³)
V_d	Strok hacmi	(m ³)
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}	Ekserji verimi	(%)
Θ	Krank mili açısı	
λ	Hava fazlalık katsayısı	
τ	Tork	(Nm)
φ	Kimyasal enerji faktörü	
ω	Açısal hız	(rad/s)

Kısaltmalar

AB	Avrupa Birliği Ülkeleri
ABD	Amerika Birleşik Devletleri
C	Karbon
°C	Derece santigrat
d/d	Devir sayısı (dakikada)
DDGS	Distillers Dried Grains with Solubles=Damıtılmış Tahıl Artığı
DEKTMK	Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi
EC	Avrupa Birliği Komisyonu
<i>e</i>	Enerji (birim kütlede)
E	Enerji
EPDK	Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu
ETBE	Etil tersiyer bütıl eter
ETKB	Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
EU	Avrupa Birliği
fzk	Fiziksel
fme _p	Sürtünme efektif ortalama basınç
gr	Gram
H	Hidrojen
HP	Beygir gücü
ime _p	İndike ortalama efektif basınç
kg	Kilogram
kim	Kimyasal
KMA	Krank mili açısı
kn	Kinetik
kW	Kilowatt
l/dak	litre/dakika
ln	Doğal logaritma
max	Maksimum
m ³ /h	metreküp/saat
mm	Milimetre
MTBE	Metil tersiyer bütıl eter
MTEP	Milyon ton eşdeğer petrol

(m ³)	Metreküp
Nm	Newton metre
NPA	National Agency of Petroleum (Brezilya Ulusal Petrol Ajansı)
O	Oksijen
ÖTV	Özel Tüketim Vergisi
PO	Petrol Ofisi
RFA	Renewable Fuels Association (Yenilenebilir Yakıtlar Derneği)
pt	Potansiyel
rpm	Bir dakikadaki devir sayısı
s	Saniye
SI	Buji ile ateşlemeli motor
ss	Soğutma suyu
TAPDK	Tütün Ve Alkol Piyasası Denetleme Kurulu
TEP	Ton eşdeğer petrol
tm	Termomekaniksel
top	Toplam
TUIK	Türkiye İstatistik Kurumu
(V/V):	Hacim bölü hacim (hacimsel oran)
0	Ölü durum

1. GİRİŞ

Toplumların refah seviyelerinin artırılmasında, gelişmişliğin göstergesi sayılabilecek ve ihtiyaçların karşılanmasında enerjiye gereksinim vardır. Günden güne gelişen yaşam standartlarına paralel artan enerji talebine karşılık enerji maliyetlerinin yüksekliği dünya için büyük problem teşkil etmektedir.

Benzin motorlarının temeli Alman Mühendis Nikolaus August Otto'nun 1876 yılında gerçekleştirdiği buluşuna dayanmaktadır. Otto, daha önceki buluşlardan ve gelişmelerden de faydalanarak, dört zaman esasına göre çalışan ilk motoru şehir şebekesindeki doğal gazı kullanarak çalıştırmayı başarmıştır. Daha sonra yapılan çalışmalarda karbüratörün geliştirilmesiyle bu motorlarda yakıt olarak benzin kullanılmaya başlanmıştır. İlerleyen zaman içinde benzin motorlarında farklı alternatif yakıtların kullanılması bu motorların buji ateşlemeli motorlar olarak da adlandırılmasına neden olmuştur.

Yapılan bu buluşlarla içten yanmalı motorlar tarihteki yerini almıştır. İçten yanmalı motorların icadından itibaren yapılan çalışmalar günümüzdeki modern motorların geliştirilmesini sağlamıştır. İlk zamanlarda yapılan çalışmalarda genellikle motor gücünün artırılması hedeflenmiştir. Ancak ilerleyen zaman içinde petrol kaynaklarının sınırlı olduğunun fark edilmesi ve 1970'li yıllarda meydana gelen petrol krizi sonucunda petrol fiyatlarının artışı, yakıt ekonomisini iyileştirmek için motor veriminin artırılmasını da öncelikli amaç haline getirmiştir.

Özellikle ulaşımda kullanılan motorlu taşıtlarda enerji kaynağı olarak fosil yakıtlar ağırlıklı olarak kullanılmaktadır. Mevcut rezervler sınırlı miktarlardadır. Motorlu taşıt kullanımının her geçen gün hızlı bir şekilde yaygınlaşması trafiğin yoğun olduğu şehirlerde çevre kirliliği ile ilgili sorunların ortaya çıkmasına neden olmuştur. Son yıllarda motorlu taşıtlardan yayılan emisyonlarla ilgili olarak tüm dünyada sınırlayıcı yasalar çıkarılmış ve motorların yüksek performans ve yakıt ekonomisi yanında minimum seviyede kirletici egzoz emisyonu üretecek şekilde geliştirilmesi zorunlu hale gelmiştir.

Motorlu taşıtlarda kullanılan fosil yakıtlar hem çevre ve iklime çok zararlar vermekte hem de bir süre sonra tamamen tükenme durumundadırlar. Ülke olarak kullandığımız fosil yakıtların büyük bölümünü ithalat yolu ile büyük miktarlarda paralar ödeyerek karşılamaktayız. Enerjide dış ülkelere bağımlı konumdayız. Bu nedenle bu yakıtların tüketiminin azaltılması, yerli alternatif, çevreye zararları az ya da hiç

olmayan, yenilenebilir, sürdürülebilir yakıtların üretilmesi ve tüketilmesi ihtiyacı doğmuştur. Biyoetanol tarım ürünlerinden ve tarımsal üretim artıklarından elde edilebilen yenilenebilir, sürdürülebilir, çevreyi kirletici emisyonların azaltılmasında önemli temiz bir yakıttır. Ülkemiz tarımsal ürünler ve üretimlerde oldukça önemli pay sahibidir. Tarımsal ürünlerin kullanılmayan kısımlarından, üretim artıklarından ya da doğrudan enerji bitkileri tarımı ile elde edilen ürünlerden biyoetanol üretimi yapılabilmektedir. Ayrıca biyoetanol üretiminin yan ürünleri hayvansal yem katkı maddeleri, tarımsal gübre, ilaç ve boya sanayi katkı maddeleri olarak değerlendirilmiştir.

Biyoetanol çevre kirliliğini azaltmada önemli rol oynamaktadır. Benzin katkı maddesi olarak, dizel ve biyodizel yakıtları katkı maddesi olarak ya da doğrudan içten yanmalı motorlarda yakıt olarak rahatlıkla kullanılmakta, karıştırıldığı yakıtın yanma kalitesini artırmakta ve hava kirleticilerini önemli ölçüde azaltmaktadır. Ülke ekonomisi ve tarımına da katkılar sağlamakta yurt dışına ödenen enerji harcamalarının önemli bir kısmı ülke içinde ekonomimize katkı sağlamaktadır. Özellikle tarımsal sanayi artıkları atık olmaktan çıkartılıp değerlendirilmektedir.

Biyoetanol üretimi ve kullanımı çalışmaları ülkemiz için teknolojik gelişmelere, dışa bağımlılığın azaltılmasına, kendi kendine yetebilmesine imkânlar sağlamaktadır.

Termodinamiğin birinci kanununa dayalı yaklaşımlar motor performansının belirlenmesinde oldukça kullanışlıdır. Ancak bir motorun çalışması sırasında gerçekleşen akış, ısı transferi, yanma ve sürtünme gibi olaylardan kaynaklanan çeşitli kayıpların ayrıntılı olarak belirlenmesinde termodinamiğin birinci kanunu tek başına yetersiz kalmaktadır. Bu eksikliği gidermek için termodinamiğin birinci kanununa dayalı yaklaşımların termodinamiğin ikinci kanunu ile desteklenmesi gerekmektedir. Termodinamiğin ikinci kanununa dayalı yaklaşımların mühendislik sistemlerine uygulanmasına yönelik çalışmalar literatürde ikinci kanun kullanılabilirlik veya ekserji analizi olarak isimlendirilmektedir. Ekserji analizi, bir sistemin derinlemesine incelenmesini, kayıpların ayrıntılı olarak belirlenmesini ve gerçeğe daha yakın sonuçların elde edilmesini sağlamaktadır. Böylece daha yüksek verimle çalışacak sistemlerin tasarlanması veya kurulu bir sistemin iyileştirilmesi mümkün olabilmektedir.

Günümüze kadar yapılan çalışmalarda biyoetanol benzin karışımlarında enerji, motor gücü, emisyonlara etkileri incelenmiş ancak ekserji analizi ise henüz yapılmamış olduğu görülmüştür. Çalışmamızda farklı oranlarda benzin biyoetanol karışımlarının benzinli bir motorda performans ve ekserji analizleri yapılması planlanmıştır.

1.1. Biyoetanol

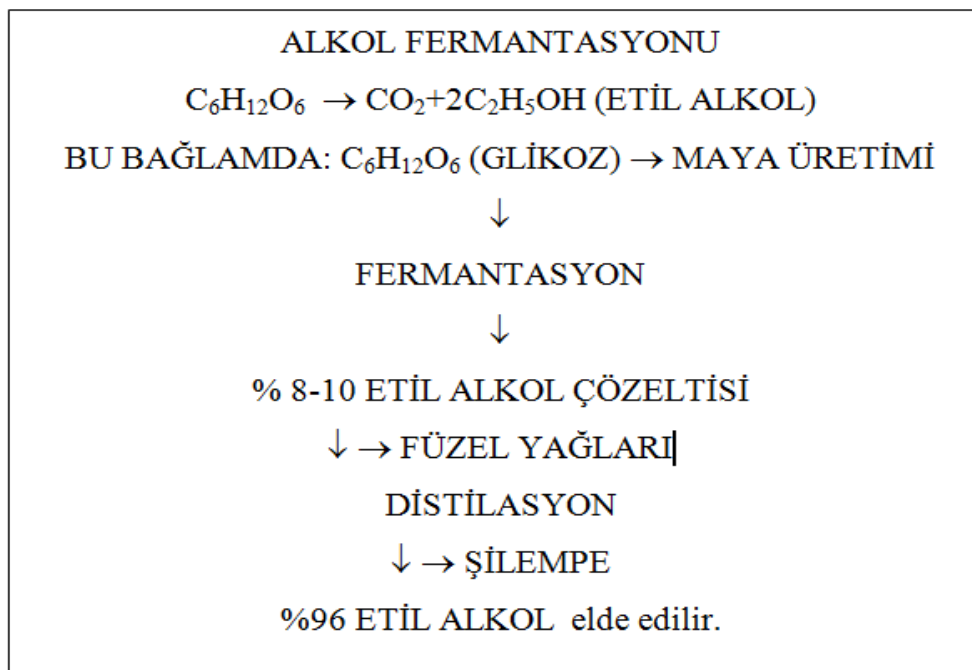
Biyoetanol; berrak, renksiz, kendisine has karakteristik kokusu olan, yanıcı, yüksek oktanlı (113), kaynama noktası 78,5°C, donma noktası -114,1°Cdir. Biyoetanol 20°C de 789kg/m³ yoğunluğa sahip ve oksijenlenmiş bir hidrokarbondur. Kimyasal olarak etanol ve biyoetanol aynı moleküldür (C₂H₅OH). Bu iki farklı terim literatürde sadece üretim yollarını göstermek için kullanılır. Etanol petrokimyasal, biyoetanol ise biyolojik kaynaklardan mayalanma (*Saccharomyces cerevisiae*, *Saccharomyces bayanus*, *Pichia stipiti*) gibi mayalar ve (*Zymomonas mobilis*, *Clostridium ljungdahlii*) gibi bakteriler yolu ile üretilen etanole verilen isimlerdir. Biyoetanol farklı içerikli biyokütlelerden elde edilebilen bir yakıttır ve bu biyokütleler, işlenmelerine ve uygulama farklılıklarına göre şeker içeren ham maddeler (şeker pancarı, şeker kamışı, tatlı sorgum, çeşitli meyveler), nişasta içeren ham maddeler (mısır, arpa, buğday, manyok, dallı darı gibi) ve lignoselülozik hammaddeler (saman, odun parçaları, otsu atıklar), olarak sınıflandırılmaktadır. Birinci ve ikinci grup ham maddelerden biyoetanol üretimi günümüzde tamamıyla oturmuş bir teknolojidir. Ancak üçüncü gruptan biyoetanol üretimi teknolojik açıdan günümüzde tam olarak başarılamamış ve üretim süreci optimize edilememiştir. Bu nedenle günümüzde üretilen biyoetanole “birinci nesil biyoetanol” denir. Lignoselülozik kaynaklardan elde edilen biyoetanole ise “ikinci nesil biyoetanol” denmektedir (Melikoğlu ve Albostan 2011).

1.2.1. Biyoetanol Üretimi

Biyoetanol üretiminin temel adımları: rafine ederek nişasta haline getirmek, sıvılaştırmak ve sakarifikasyon (hidroliz yöntemi ile nişasta glikoza dönüşür), fermantasyon, damıtma (distilasyon), dehidrasyon ile biyoetanolda bulunan suyun uzaklaştırılması ve opsiyonlu olarak da denatüre yapılmaktadır. Fermantasyon sırasında karbondioksit gazı açığa çıkmaktadır.

Günümüzde endüstriyel amaçla biyoetanol, fermantasyon yoluyla *Saccharomyces cerevisiae*, *Pichia stipitis* ve *Kluyveromyces marxianus* gibi mayalar kullanılarak üretilmektedir. Mikroorganizmaların bir destek üzerine tutulmasına veya bir desteğin içine hapsedilmesine immobilizasyon denilmektedir. İmmobilize edilmiş mikroorganizmalar ile gerçekleştirilen fermantasyonun, serbest mikroorganizmalara göre; substrat ve ürün inhibisyonunu azaltması, üründen mikroorganizmaların ayrılmasını basitleştirmesi, birim hacimdeki mikroorganizma yoğunluğunun daha fazla olması ile yüksek ürün verimliliği ve üretim hızı elde edilmesi gibi avantajları sağladığı

bilinmektedir. Serbest ve immobilize edilmiş mayalardan biyoetanol üretimiyle ilgili literatürde pek çok çalışma ve araştırma mevcuttur. Bu çalışmalarda immobilizasyon sayesinde, yüksek substrat derişimi ile üretilen etanolden kaynaklanan inhibasyonun önlendiği, yüksek oranda maya derişimine bağlı olarak fermantasyon zamanlarının kısaldığı, ürün veriminin ve ürün yüzdesinin arttığı, hücrelerin ürün üretim potansiyelinde kayıp olmaksızın çok uzun süreler saklanabildiği anlaşılmıştır (Yiğitoğlu ve ark. 2012).



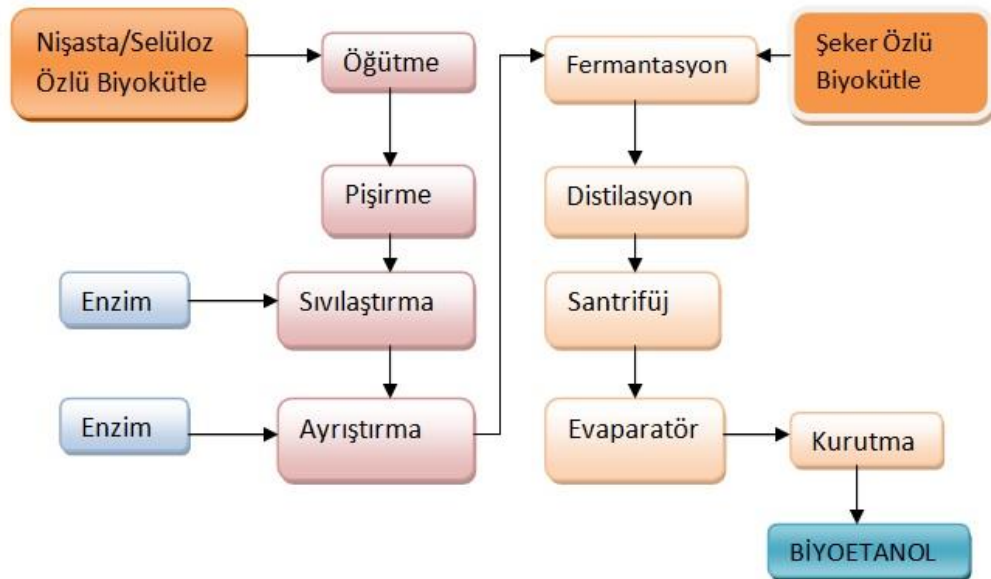
Şekil 1.1. Alkol fermantasyonu aşamaları

Biyoetanol üretiminde ortaya çıkan en önemli sorun hammadde teminidir. Uluslararası çalışmalar, petrole bağımlılığın ve bunun sebep olduğu ticaret açığıının azaltılmasında kullanılacak biyoetanolün üretimi için gerekli olan kaynağın yerli olarak karşılanabileceğini ortaya koymuştur.

Ayrıca bu amaç için kullanılan enerji bitkilerinden hem biyoetanol üretimi gerçekteştirilmiş, hem de üretim esnasında ortaya çıkan yan ürünler biyokütle olarak işlenip enerji elde edilmiştir.

Sanayi kullanım amaçlı etanol üretimi, petrol ürünlerinden, genellikle etilenin, sülfürik asitle katalitik hidrasyonundan elde edilmektedir. Bu süreç, alkollü içecekler ile ilgili, geleneksel fermantasyon yönteminden çok daha ekonomiktir. Aynı zamanda, eten

ya da asetilen aracılığıyla, kalsiyum karpit, kömür, doğal gaz ve diğer kaynaklardan da elde edilebilmektedir.



Şekil 1.2. Biyoetanol üretim aşamaları (Anonim 2015)

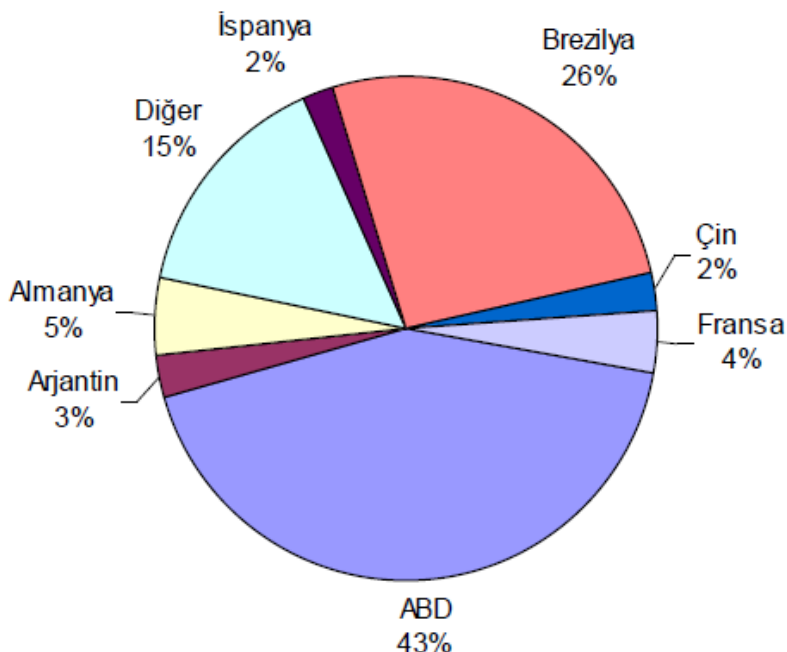
1.3. Dünyada ve Türkiye’de biyoetanol üretimi ve kullanımı

1.3.1. Dünyada biyoetanol üretimi ve kullanımı

Dünyada biyoyakıtlar arasında yaygın olarak kullanılan yakıtlardan birisi de biyoetanolüdür. Biyoetanol üretimi çoğunlukla tarımsal ürünlerin işlenmesi ile elde edilmektedir. Dünyada biyoetanol üretimi ve kullanımı Türkiye’ye kıyasla oldukça yüksektir. Dünya genelinde yenilenebilir enerjiler konusunda önemli çalışma ve uygulamalar yapılmıştır. Dünyanın pek çok ülkesinde, araç yakıtlarında biyoetanol katkı maddesi olarak kullanımı zorunlu hale getirilmiş ve bunun karışım oranları her ülkenin kendi üretim ölçeklerine göre çeşitlendirilmiş haldedir.

2010 yılında dünya genelinde üretilen biyoyakıt (biyoetanol biyodizel) miktarı 59,26 milyon ton eşdeğeri petroldür (MTEP). Bu üretimde en büyük pay 25,35 MTEP üretimle Amerika Birleşik Devletleri (ABD)ne aittir. Dünya geneli toplam üretimin % 43’ünü tek başına karşılayan ABD’den sonraki en büyük üretici ise % 26 ile Brezilya’dır. Avrupa’da en büyük biyoyakıt üreticileri konumunda olan Almanya, Fransa ve İspanya’dır. Ülkemizde 2000’li yıllara kadar biyolojik yakıtların üretimine yönelik yapılan çalışma sayısı çok azdır. Bununla birlikte, özellikle petrol fiyatlarındaki aşırı artışlar, dünyadaki değişimlere uyum sağlamak ve Avrupa Birliği uyum sürecindeki gelişmeler ile beraber özellikle son yirmi yılda biyoyakıt üretimi konusunda önemli gelişmeler sağlanmıştır. Tarım sektöründeki işletmelerin kendi ihtiyaçlarını

karşılmak amacıyla biyodizel üretimi son yıllarda yaygınlaşmış olmasına rağmen Türkiye’de üretilmekte olan biyoetanol halen yürürlükteki özel tüketim vergisi muafiyetinin sınırlandırılması ve yasal zorunluluklar nedeniyle yüzde üç hacimsel oranda benzinle harmanlanarak satılmaktadır (Yiğitoğlu ve ark. 2012).



Şekil 1.3. Dünyadaki ülkelerin biyoyakıt üretme oranları (Yiğitoğlu ve ark. 2012).

AB ülkelerinde biyoyakıt kullanım mecburiyeti vardır. Günümüzde minimum biyoetanol ilavesi % 3,7 iken, bu değer 2020’de %10 ve 2030’da %25’e çıkması beklenmektedir. 2003 yılında alınmış olan “EU Biofuels Directive” ile 2005 yılından başlayarak giderek biyoyakıt katkı oranı artırılmıştır (Demirbaş 2008).

AB ülkelerindeki 2012 yılında toplam 4,81 milyar litre biyoetanol üretimi gerçekleştirilmiştir, 2014 yılı üretimi tahmini 5,25 milyar litre olmakla birlikte, 2015 hedefi 5,31 milyar litredir. AB ülkeleri içinde % 22’lik üretim payı ile Fransa ön plana çıkmaktadır. Fransa’dan sonra en yüksek üretim Benelüks (Belçika, Hollanda, Lüksemburg) %19 üretim payına sahiptir. Biyoetanol üretiminde yaygın kullanılan madde şeker pancarıdır. Bunun yanı sıra biyoyakıt üretim kapasitesi artmıştır (Flach ve ark. 2014).

Ocak 2014 yılında, Avrupa Komisyonu (EC), AB ekonomisi için 2030 iklim ve enerji hedefleri üzerine rekabetçi, güvenli ve düşük karbon salınımı üzerine Tebliğ yayınlamıştır. 2030 hedefleri en az yüzde 27 oranında yenilenebilir enerji seviyesi ve

enerji verimliliği için yenilenen hedefler AB çapında bağlayıcı hedefe göre yüzde 40 oranında sera gazı ve emisyonlarda azalma hedeflenmiştir (Flach ve ark. 2014).

Biyoetanolu en çok kullanan AB üyesi ülke İsveç'tir. Genellikle E85 yakıtı kullanılmaktadır. İsveç hükümeti vatandaşlarının ilgisini biyoetanol çekmesiyle birlikte, Saab marka İsveç otomobil üreticisi de E85 ile çalışan özel araba üretimine başlamıştır. İngiltere'de de yasal olarak araçlarda biyoetanol kullanım zorunluluğu vardır. Ülkede kullanıma başlayan ilk E85 yakıt pompası Norwich şehrinde hizmete alınmıştır. Başlangıçta E85 yakıtına uyumlu üretilen Saab marka otomobiller uyumlu hale getirilen Ford marka araçlar kullanılmışlardır (Koçtürk 2011).

Brezilya'nın, 2014 yılında biyoetanol üretimi 21 milyar litredir (Anonymous 2015). Brezilya'nın Amerika ile yaptığı anlaşma sonrasında, Brezilya'da üretilen biyoetanolün % 66'sı Amerika'ya satılmaktadır. Böylece dünya üzerinde en çok biyoetanol kullanan ülke Amerika olmaktadır. Brezilya'da başlıca kullanılan biyoetanol hammaddesi, sıcak ve tropik koşullarda yetişen şeker kamışıdır. Yasal olarak, araçlarda minimum %26'lık biyoetanol kullanımı şart koşulmuştur (Kammen 2006).

Brezilya'da sulu ve susuz yakıt biyoetanol özellikleri "*The National Petroleum Agency*" (NPA) tarafından belirlenmektedir. Araçlarda biyoetanol kullanımı, son yıllarda % 85' tir (E85). Bunun yanı sıra E100 (% 100 Biyoetanol) ile çalışan ulaşım araçları da kullanılmaktadır.

Amerika Birleşik Devletleri, yakın zamanlara kadar biyoetanol üretiminde lider olan Brezilya'yı geride bırakarak, 2014 yılında ortalama 54 milyar litre ile birinci sırada yer almaktadır. Amerika Birleşik Devletleri'ndeki genel biyoetanol yasal kullanım oranı %10' dur. Fakat bazı eyaletlerinde tarımsal ürünlerin daha fazla olması nedeniyle, çıkarılan yasa sayesinde 2008 yılı itibariyle biyoetanol benzine %20 oranında katılmaktadır. Benzine %85 oranında katılımı da yapılmaktadır. Hammadde kullanımı genelde, üretimi en çok yapılan mısırdır. (Anonymous 2014a)

Hindistan'da, birçok duraklama ve ilerleme dönemi sonucunda, biyoetanol programı 2006 yılı Ekim ayında yeniden çıkarılan yasal oran olan %5 ile hızlanmaya başlamış gibi görünmektedir. Hindistan'ın yıllık üretimi, yaklaşık 250 milyon litredir (Chatanta ve ark. 2008).

Çin'de toplam yakıt tüketiminin %20'sini oluşturan biyoetanol üretimi, 3,85 milyon tona ulaşmıştır. Tayland'da, biyoetanol talebi giderek artmakta ve şu anda yıllık

750 milyon litrelik bir talep oluşmuş durumdadır. Öte yandan Japonya, özellikle Brezilya' da bulunan üretim tesislerini satın almaktadır. İthalatçı bir ülke olan Japonya'da, yıllık %10'luk bir yakıt tüketimine tekabül eden 6 milyon tonluk yakıtın biyoetanoldan karşılanması hedeflenmektedir. Japon Petrol Birliği, yakıtta biyoetanol karışım uygulamasını onaylamış bulunmaktadır (Koizumi 2014).

Çin'de biyoetanol üretimi 2020 yılında yılda 10 milyon tona ulaşacak ve böylece petrol ithalatının yüzde 10 oranında azalması hedeflenmiştir. Çin'in en büyük hububat, bitkisel yağ ve gıda maddesi üretici ve ithalatçısı Cofco, bu öngörüsünü hükümetin son yıllarda biyoetanol üretimine verdiği desteğe bağlamaktadır. Cofco, Çin Petrol ve Kimyasallar Anonim Şirketi Sinopec ile birlikte de selülozik etanol üretimi için çalışmalar yapmaktadır. Çalışmalar sonuç verirse 2020 yılı hedefi 31 milyon ton petrol yerine biyoetanol kaynaklı biyoyakıt kullanılmasıdır. Endüstri çoğu taşrada olmak üzere 6 milyon kişiye yeni iş olanağı yaratacak, ülke ekonomisine 32 milyar yuan katkıda bulunacaktır (Anonymous 2014b).

1.3.2. Türkiye'de biyoetanol üretimi ve kullanımı

Türkiye'de çok yeni olan, üzerinde çalışmalar yürütülen biyoetanol, ülkemizde benzine belirli oranlarda karıştırılarak kullanılmaktadır. Türkiye'de kullanılan enerjinin büyük çoğunluğu ithalat yolu ile elde edilmektedir. Bu kaynakların neredeyse hepsi, fosil kaynaklı enerjiler olduğundan, tüm dünya ile birlikte yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelimler söz konusu olmuştur. Biyoetanol de bu yenilenebilir enerji kaynaklarından biridir. Üretim ve kullanım açısından da oldukça cazip hale gelmiştir. EPDK'nın kararıyla biyoyakıt kullanımının önü açılırken, piyasaya satılan benzinin harmanlama yükümlülüğü; 7 Temmuz 2012 Cumartesi Resmî Gazete Sayı: 28346 ve son olarak Resmi Gazete 16 Haziran 2017 Sayı: 30098 Sayfa: 31 tebliğin yenilenmesi. Hacimsel yüzde üç biyoetanol harmanlanması 1.1.2018 tarihinde mecburi olmuştur (Anonim 2012c).

Çizelge 1.1. Türkiye'de benzine biyoetanol harmanlanması zorunluluğu tebliği (Anonim 2012a)

Başlangıç Tarihi	Benzine katılacak biyoetanol oranı	(V/V)
01.01.2013	Yerli tarım ürünlerinden üretilmiş biyoetanol	%2
01.01.2014	Yerli tarım ürünlerinden üretilmiş biyoetanol	%3
01.01.2018	Yerli tarım ürünlerinden üretilmiş biyoetanol	%3

Ülkemizde, yakıt maksatlı biyoetanol sektöründe mevcut durumda 3 üretim tesisi bulunmaktadır. Bu tesislerin en büyüğü, hammadde olarak şeker pancarı ve şeker üretiminin artığı olan melas kullanan ve Türkiye biyoetanol üretiminin %57'sini de karşılayan Konya Şeker Tic. ve San. A.Ş.'dir. Diğer iki tesisler ise Bursa (Kemalpaşa) ve Adana'da kurulu olup hammadde olarak mısır ve buğday kullanılmaktadır. Türkiye'de Kurulu biyoetanol üretim kapasitesi 149.5 milyon litredir (Anonim 2012b).

1.4. Biyoetanolumun yakıt olarak kullanılması

Biyoetanol petrol ürünlerinin tüketimini azaltmak, yakıtın oktan sayısını artırmak ve karbon emisyonunu azaltmak amacıyla benzine çeşitli oranlarda karıştırılmaktadır. Biyoetanol yakıtı, otomobiller ve diğer motorlu araçlarda, tek başına bir yakıt olarak kullanılabilen ya da benzine karıştırılan bir katkı maddesidir. Etanol, hava kirliliğini azaltmak, toksik ve kanserojen etkileri olan çeşitli kimyasal maddelerin ya da petrol ürünlerinin tüketimini azaltmak amacıyla, benzinle değişik oranlarda karıştırılarak kullanılabilir. En yaygın uygulamalar E10 ya da E85 diye bilinen sırasıyla %10 ve %85 etanol içeren karışımlardır.

Benzine oktan sayısını artırmak için karıştırılan, benzen, metil tersiyer bütiller (MTBE), etil tersiyer bütül eter (ETBE) kullanımını ortadan kaldırır. Benzinin oksijen miktarını artırma özelliği karbonmonoksit, karbondioksit ve yanmamış hidrokarbonların egzoz emisyonlarını önemli ölçüde azaltmaktadır. Karbon nötr olarak kabul edilir. Bu da biyoetanol üretiminin arkasındaki temel dayanaklardan biridir. Biyoetanol ayrıca, hidrojen üretiminde, küçük ev aletlerinde, etilen üretiminde de kullanılmıştır.

Bitkilerden elde edilen biyoetanol, sürdürülebilir bir enerji kaynağı olarak, sağladığı çevresel ve ekonomik yararlar nedeniyle, fosil yakıtlara göre avantajlar sağlamaktadır. Şeker üretim sürecinin devamına etanolü de ekleme ve aynı enerji kaynaklarını kullanma kolaylığı nedeniyle, etanol üretimine ilgi, büyük ölçüde mevcut şeker endüstrisinden gelmiştir. (Oğuz 2014)

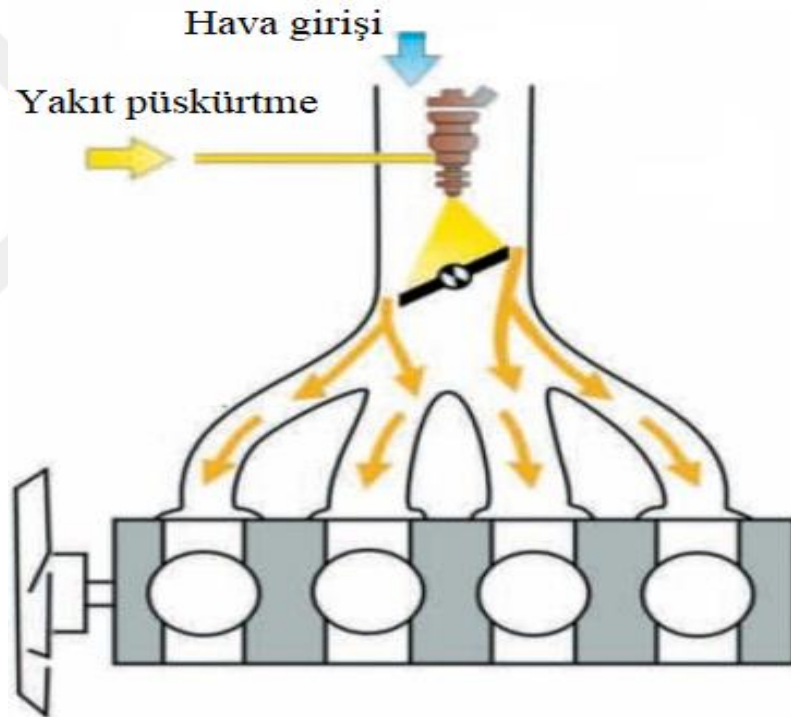
Biyoetanolumun benzinle çeşitli oranlarda homojen karışımı hiçbir katkı maddesine gerek duyulmadan doğrudan gerçekleşmektedir. Dizel yakıtı olan motorin ve biyodizelin ise etanol ile homojen karışım sağlayabilmesi için belirli oranlarda kimyasal ilave edilmesi gerekmektedir. Etanolün içten yanmalı motorlarda kullanılması sırasında farklı yöntemler uygulanmıştır. Her bir yöntemin avantaj ve dezavantajları vardır. (Özer 2014)

1.4.1. Biyoetanolün motor yakıtlarının içerisinde belirli oranlarda karıştırılması yöntemi

Bu metotta biyoetanol, motor yakıtlarının içerisinde hacimsel ya da kütleli olarak belirli oranlarda karıştırılarak kullanılmaktadırlar. Bu tür çalışmalarda motorda herhangi bir değişikliğe gereksinim duyulmamaktadır.

Özellikle dizel motor yakıtlarına yüksek oranlarda biyoetanol ilavesi faz ayrışmasına neden olmaktadır. Faz ayrışmasının önlenmesi için belirli oranlarda başka kimyasallarında katıldığı görülmektedir. (Faz ayrışmasını engellemek için karışıma emilsüfer ya da kosolvent ilave edilmektedir.) (Özer 2014)

1.4.2. Biyoetanolün emme manifolduna püskürtülerek ya da buhar halinde verilerek kullanılması



Şekil 1.4. Manifold girişine yakıt püskürtme sistemi. (Anonim 2016)

Bu kullanım şekli manifolddan direk olarak biyoetanol kullanılması gibi, emme manifolduna motor yakıtına ilave olarak buhar halinde ya da püskürtme şeklinde alkol ilavesidir. Biyoetanolün buharlaşma ısısının yüksek olması emme manifoldunda buharlaşırken etrafından ısı çekerek havanın yoğunluğunu düşürmektedir. Bu da emme manifolduna daha çok hava girmesine neden olmakta ve volümetrik verimin artmasını sağlamaktadır. Bu yöntemde artan devre göre biyoetanolün püskürtülmesi ve buhar olarak verilmesini ayrıca bir donanım ve maliyet oluşturmaktadır. Yine,

biyoetanolün yüksek oranda su tutması korozyona sebep olduğundan emme manifoldlarının korozyona sebep olmayan malzemelerden yapılması gerekmektedir. (Özer 2014)

1.4.3. Biyoetanol ve motor yakıtlarının bir karıştırıcıda belirli oranlarda karıştırılarak kullanılması

Bu tür kullanımda biyoetanol ve motor yakıtları için ayrı iki depo vardır. Bu iki depodan biyoetanol ve motor yakıtları bir karıştırıcı yardımı ile belirli oranlarda karıştırılarak motora gönderilir. Bu tür sistemlerde artan motor devrine göre yakıtların ayarlanması, özgül yakıt tüketiminin ölçülmesi zordur. Bu tür sistemlerde alkollerin aniden motor yakıtları ile karıştırılması karışımın tam olarak karışamamasına da neden olmaktadır. Pahalıya mal olan bir sistemdir. (Özer 2014)

1.4.4. Her bir yakıt için ayrı bir enjeksiyon sistemi kullanılması

Bu tür sistemlerde biyoetanol ve motor yakıtları için ayrı ayrı enjeksiyon sistemi oluşturulmakta ve silindir içerisine her iki yakıtta püskürtülmektedir. Bu sistemlerde köklü bir değişikliğe gereksinim duyulması maliyeti artırmaktadır. Ayrıca, basit bir donanıma sahip motorlarda sistemin karmaşıklığı artmakta ve kontrolü zorlaşmaktadır.

Ayrıca, biyoetanol motor yakıtı karışımları ya da saf olarak biyoetanol kullanımının motor parçaları üzerinde bazı istenmeyen etkiler oluşturduğu görülmüştür. Bunların başında plastik malzemeler gelmektedir. Motor yakıtlarının içerisine % 10'dan fazla alkol ilavesi ile plastiklerin moleküler ve elastomer yapılarının bozulduğu bildirilmiştir. Bu sebeple alkol kullanılması sırasında motor parçalarının zarar görmemesi için plastik malzemelerin teflon ve flor malzemeler ile kaplanması, yakıt deposunun ve yakıtın geçtiği metal malzemelerin paslanmaz çelikten imal edilmiş olması gerekmektedir. (Özer 2014)

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

İçten yanmalı motorlar sadece ulaşım araçlarının güç tedarikinde değil, deniz makinelerinde, havacılıkta ve 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 enerjisinin dağılımını vermekle birlikte, beraberinde uygulanan ekserji analizi ile motor performansının maksimum performansla karşılaştırılmasına imkân sağlar. Son yıllarda uygulama anlamında yaygınlaşan ikinci yasa analizinin içten yanmalı motorlara uygulanması literatürde çokça yer almaktadır (Rakopoulos ve Giakoumis 2006). Bu bölümde içten yanmalı motorlara uygulanan enerji analizi (birinci yasa analizi) ve ekserji analizi (ikinci yasa analizi) değerlendirmeleri üzerine yapılan daha önce yürütülmüş olan çalışmaların bir kısmı kronolojik olarak verilmiştir.

Yücesu ve ark. (2001) tek silindirli bir dizel motorda alternatif yakıt olarak bitkisel yağ kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyle No 2- dizel yakıtı ile birlikte dokuz değişik bitkisel yağ (ham ayçiçek yağı, ham pamuk yağı, ham soya yağı ve bunlardan elde edilen ayçiçek yağı metil esterleri, pamuk yağı metil esterleri, soya yağı metil esterleri ile rafine edilmiş haşhaş yağı, kanola yağı ve mısır yağı) kullanmıştır. Motor performansı ve egzoz emisyon karakteristiklerini belirlemek amacıyla motor tam gaz-değişik devir ve sabit devir değişik yük deneyine tabi tutulmuştur. Yapılan testler sonucunda bitkisel yağların performans değerlerinin dizel yakıtından daha düşük, duman koyuluğu bitkisel yağlarda daha yüksek, NO_x emisyonlarının ise No 2-D dizel yakıtından daha yüksek olduğu ortaya çıkmıştır. Esterleştirme işlemi ile ham yağların fiziksel ve kimyasal özelliklerinde bir miktar iyileşme olduğu saptanmıştır. Üretilen bitkisel yağ metil esterleri esaslı yakıtların motor performansı değerlerinin ham yağlardan daha iyi ve dizel yakıtı performans değerlerine daha yakın olduğunu belirlemişlerdir.

Uçkun (2004) çalışmasında, Çanakçı (2001) tarafından değişik biyodizel yakıtları ile yapılan deneylerde elde edilen sonuçları kullanarak bir dizel motorda termodinamiğin birinci yasası ve termodinamiğin ikinci yasası esaslarına göre ekserji analizini yapmıştır.

Usta ve ark. (2005) yaptıkları çalışmada etanol ve iki farklı biyodizelin özellikleri No. 2 dizel yakıtı ile karşılaştırılmış, etanol ve biyodizellerin ön yanma odalı turbo dizel bir motorun performans ve emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. Kullandıkları alternatif yakıtlar CO, is ve SO₂ emisyonlarının azalmasını sağlarken, NO_x emisyonunda artışa sebep olmuştur. Etanol ilavesi güçte bir miktar düşmeye sebep olurken, biyodizel ilavesi dizel yakıtı göre çok az oranda güç artışı sağlamıştır.

Crookes (2006) Dizel ve benzinli iki ayrı motor için bilgisayar matlab otomasyon modeli geliştirmişler ve Düşük maliyetli, güçlü ve sağlam transfer fonksiyonlara dayalı çok değişkenli kontrol sistemi uygulaması ve iki içten yanmalı motorda (dizel ve buji ateşlemeli) test yatakları üzerinde test etmişlerdir. Program, motor yakıt veya tipine bağlı olarak güncellenerek çeşitli motor çalışma durumları test edilmiştir. Turbo açma zamanı ve uygun turbo çalışma basıncına ulaşan değerler civarı gibi doğrusal olmayan motor karakteristikleri geçilebilir olduğunu beyan etmişlerdir. Motor devrini ve tork için gecikme ile birinci dereceden transfer fonksiyonlarının bir matris ayrılmış PI denetleyici tasarlama süreci, araştırma faaliyetleri için kullanılan orta menzilli güç motor test yatak kontrol gereksinimleri bir araya geldiğini ortaya koymuşlardır.

Yılbaşı (2007) Çalışmasında, dört zamanlı, dört silindri bir dizel motora, enerji ve ekserji analizleri, yakıt olarak biyodizel ve dizel yakıt No. 2 kullanılarak, farklı motor hızları için uygulamıştır. Motor momenti, hızı, yakıt ve su debileri ve sıcaklık değerleri belirlenmiştir. Her bir yakıt için yakıt enerjisi, efektif güç, efektif özgül yakıt tüketimi, ısı ve egzoz kayıpları hesaplamıştır. Yakıt özellikleri motor performansını etkilediği için enerji analizi sonucunda motor performansının en iyi olduğu hız her iki yakıt içinde farklı bulunmuştur. Dizel motorundaki ekserji kayıplarının; egzoz gazları, soğutma suyu ve radyasyon yoluyla meydana geldiği kabul edilmiştir. Her bir hız için ekserji kayıpları belirlenip birbiriyle karşılaştırmıştır. En fazla ekserji kaybının egzoz gazlarından olduğunu tespit etmiştir. Ekserji analizi sonucunda her iki yakıt için 2000rpm en ekonomik motor hızı olarak belirlenmiştir.

Baydan (2008) çalışmasında motorin ile istenilen oranda birbirinin içerisinde çözünen aspir metil esteri ve biyoetanol % 5, 10, 15 oranlarında karıştırılarak elde edilen yakıtın yakıt özelliklerini incelemiş ve motor performansı ve duman yoğunluğu değerlerini ölçmüştür. Biyodizelin çözücü özelliği sayesinde biyoetanol-motorin karışımlarının faz oluşumu engellenmesini amaçlamış; biyodizelin parlama noktasının yüksek olması sebebiyle karışımın parlama noktası değeri artırılmıştır. Bu sayede E-

Dizel içerisinde emülsüfer ve kosolvent yerine aspir metil esterini başarılı bir şekilde kullanmıştır.

Sezer(2008) çalışmasında, iki farklı termodinamik çevrim modeli kullanarak buji ateşlemeli motor çevrimine ekserji analizinin uygulanmasını teorik olarak incelemiştir. Bu amaçla, sıkıştırma, yanma ve genişleme süreçlerini kapsayan ve Ferguson tarafından sunulmuş olan termodinamik çevrim modeli, önce üzerinde uyarlamalar yaparak daha sonra sanki boyutlu model şekline dönüştürerek kullanmıştır. Çevrim modelinde emme ve egzoz işlemleri basit bir yöntemle hesaplamıştır. Ferguson modelinde yanma işlemi kosinüs yanma bağıntısı olarak bilinen ampirik bir bağıntıyla modellemiş, sanki boyutlu modelde ise yanma işleminin modellenmesi için daha gerçekçi yaklaşımlar içeren türbülanslı alev yayılması yaklaşımını kullanmıştır. Ekserji analizini gerçekleştirmek için her iki çevrim modeline termodinamiğin ikinci kanunu ile ilgili yaklaşımları uygulamıştır.

Ekserji analizinde, ısıyla transfer edilen ekserji, işle transfer edilen ekserji, tersinmezlikler, termo mekanik ekserji, yakıtın kimyasal ekserjisi ve toplam ekserji gibi ekserji bileşenlerini hesaplamıştır. Çalışmada, buji konumu, sıkıştırma oranı gibi tasarım özellikleri, yakıt hava eki valans oranı, ateşleme avansı, devir sayısı, artık gazlar oranı gibi özelliklerin yanı sıra benzin, doğalgaz, sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), metanol ve etanol gibi farklı yakıtların ekserji bileşenleri ve tersinmezlikler üzerindeki etkilerini incelemiştir. Ayrıca yakıt ekserjisinin, ekserji bileşenleri arasında dağılımını belirlemiş, birinci ve ikinci kanun verimlerini hesaplamıştır. Çalışmasından elde ettiği sonuçlar tasarım ve işletme parametrelerinin ve alternatif yakıtların kullanılmasını ekserji terimlerinin değişimini önemli ölçüde etkilediğini tespit etmiştir.

Çalışkan (2009) yaptığı araştırmada, performans değerlendirmesi amacıyla, dizel motora enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Dizel No. 2, soya yağı katkılı metil ester (SME), genetiği değiştirilmiş yüksek oleikli soya yağlı metil ester (HOME) yakıtları kullanan dört zamanlı, 4,5L, John Deere 4045T dizel motoruna enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. İstatistiksel güvenilirlik için yakıtların üçü de, üç defa kullanılırken, motor 1400 d/d hızında ve tam yükleme durumunda test etmiştir. Motor içindeki enerji ve ekserji verimlerini, kayıplarını, enerjetik ve ekserjetik güçlerini, tersinmezliği, yanma sürecindeki ekserji yıkımını belirleme ve yakıtlar arasında kıyaslama yapmıştır. Enerji (termal) ve ekserji verimleri sırasıyla % 40,5 ve % 37,8 civarında bulunurken, yakıtların

özgül ekserjileri bulunmuştur. Esas alınan Tukey metoduna göre yakıtlar arasında istatistiksel önemli farklılıklar olmadığı sonucuna varmıştır.

Kart (2009) Yüksek lisans tez çalışmasında, tek silindirli, su soğutmalı, benzin ve LPG ile çalışabilen bir motorda, önce benzin ile daha sonra LPG ile yapılan deney verileri alınarak, enerji ve ekserji analizleri uygulamıştır. Bu çalışmada, tek silindirli, su soğutmalı, hem benzin hem de LPG yakıtı ile çalışabilen bir motora tam yük şartlarında deneysel çalışma sonucu ölçülen parametreleri kullanılarak, Termodinamiğin 1.Kanun'una ve 2. Kanun'una göre analizler yapmıştır. Çalışmanın devamı olarak, yapılan deneylerden alınan veriler kullanılmak suretiyle deney motoruna ilk olarak enerji analizini uygulamıştır. Enerji analizi sonucunda deney motorunun belirlenen devirlere göre yakıt enerjisi, efektif güçleri, sürtünme güçleri ve kayıp enerjiler (egzoz enerjisi, soğutma suyu enerjisi ve radyasyon enerjisi) hesaplamıştır. Enerji analizinin ısıl proseslerin optimizasyonu için yeterli olmaması sebebiyle, deney motoruna enerji analizinin yanında ekserji analizi de uygulanmıştır. Ekserji analizinin uygulanması esnasında seçilen kontrol hacmi sürekli akışlı açık sistem olarak kabul etmiştir. Ekserji analizinin sonucunda devirlere göre yakıt ekserjileri, efektif güç ekserjileri, soğutma suyu ekserjileri, egzoz ekserjileri ve kayıp ekserjileri (tersinmezlik) hesaplamıştır. Aynı devirlerde, motorda benzin yakıtı kullanılarak yapılan deney verilerine göre hesaplanan yakıt enerjisi, efektif güç, soğutma suyu enerjisi ve egzoz enerjisi değerleri LPG yakıtına oranla daha fazla çıkmaktadır. Bu değerler enerji bilançosu olarak, benzin ve LPG yakıtı için verilmiştir. Hesaplamalara göre değerlendirme yapıldığında deney motorunun efektif gücünün en büyük olduğu devir, benzin için %23,34 olarak 1400 (d/d) ve aynı şekilde LPG için de efektif güç %21,28 olarak 1400 (d/d)'dır. Enerji analizine göre değerlendirme yapıldığında deney motorunun en ekonomik çalışma devri hem benzin hem de LPG yakıtı için 1400 (d/d) olmakta olduğunu tespit etmiştir.

Eyidoğan ve ark. (2011) çalışmalarında, etanol-benzin ve metanol-benzin karışımlarının buji ile ateşlemeli bir motorun yanma parametrelerine ve egzoz emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. 80 km/h taşıt hızı ve 5, 10, 15, 20 kW taşıt çıkış gücünde benzin, E5, E10, M5 ve M10 yakıtları kullanılarak buji ile ateşlemeli motora sahip bir taşıtın performans, yanma ve emisyon değerlerini incelemişler ve aşağıdaki sonuçları gözlemlemişlerdir.

- Alkol yakıtlarının kullanımı ile egzoz sıcaklıklarında azalma, fren özgül yakıt tüketiminde ise artış meydana gelmiştir. Bunun yanında, E10, M5 ve M10 yakıtı

kullanımı ile ısıl verimde benzine göre artış görülürken, E5 yakıtında azalma gözlemlenmiştir. Alkol-benzin karışımı kullanımında egzoz gazı sıcaklıkları benzine göre azalma göstermiştir.

- Bu taşıt hızında 10, 15 ve 20 kW taşıt çıkış güçlerinde maksimum silindir gaz basıncı benzinde, 5 kW çıkış gücünde ise maksimum silindir gaz basıncı M10 yakıtında gerçekleşmiştir. Ayrıca, tüm çıkış güçlerinde en düşük maksimum ısı yayılım oranı benzinde ortaya çıkmıştır.

- Tüm taşıt çıkış güçlerinde E5, E10, M5 ve M10 kullanımıyla CO ve HC emisyonlarında benzine göre azalma meydana gelmiştir.

- NOx emisyonu incelendiğinde M10 yakıtı hariç diğer alkol-benzin karışımlarında benzine göre NOx emisyonlarında azalma gözlemlenmiştir.

Koçtürk (2011) çalışmasında; Türkiye’de farklı hammaddelerden üretilen biyoetanol çeşitlerini belirli oranlarda benzine karıştırmak suretiyle tarım kesiminde yaygın olarak kullanılan buji ile ateşlemeli bir motorda yapmış olduğu deneylerle motor performans ve egzoz emisyon değerlerini incelemiştir. Biyoetanol olarak, dünyada yaygın kullanılan benzin içerisine %5, %10, %15 ve %20 oranlarında karışımları motorda herhangi bir değişiklik yapmadan kullanmıştır. Benzin-biyoetanol karışım oranlarına bağlı olarak motor performans değerleri; güç, moment, yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarındaki değişimleri incelemiştir. Çalışmasında ayrıca, deneme yakıtı olarak kullanılan değişik hammaddelerden üretilmiş biyoetanol maliyetleri de dikkate alınarak performans özellikleri, çevresel etkisi ve maliyeti bakımından en uygun yakıtı belirlemiştir.

Aydoğan (2011) yaptığı çalışmada dört zamanlı, üç silindirli, su soğutmalı, turbo doldurmalı, pompalı enjektör tipi yakıt sistemine sahip bir dizel motorda biyoetanol ve dizel yakıtı karışımlarının motor performans ve emisyonlarına etkilerini araştırmıştır. Deneylerde düşük kükürtlü, Euro dizel yakıtı, E1 (%1 biyoetanol - %99 euro dizel), E2, E3, E4, E5, E10 ve E15 yakıtlarını kullanmıştır. Bu deneyleri bitirdikten sonra aynı biyoetanol-dizel yakıtı karışımları Beraid ED10 katkı olarak hazırlamıştır. Motor performans ve emisyon değerlerindeki değişimleri incelemiştir. Deneyler sonucunda en yüksek motor momentini E10 yakıt karışımı kullanımında, 126,33 Nm olarak ölçmüşlerdir. Motor güçleri bakımından en yüksek değer E4 yakıt karışımı kullanımında 29 kW olmuştur. En düşük özgül yakıt tüketimi E0 yakıtı kullanımında 178 gr/kWh olarak ölçülmüştür. En yüksek özgül yakıt tüketim değeri ise, 215 gr/kWh

ile BE15 yakıtı kullanımında ölçülmüştür. Biyoetanol-dizel yakıtı karışımları kullanımında %CO değeri E0 yakıtında %0,07 iken, en yüksek değer BE1 yakıtında % 1,6 olarak ölçülmüştür. Biyoetanol ve dizel yakıtı karışımlarının kullanılmasıyla en yüksek CO₂ değeri BE5 yakıtında, %12 olarak ölçülmüştür. En yüksek NO_x değeri ise E15 yakıtı kullanımında 697ppm olarak ölçülmüştür. Bu değer E0 yakıtından % 75 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Biyoetanol-dizel yakıtı karışımları kullanımında değişik motor devirlerine göre HC değerlerinin değişimi incelendiğinde en yüksek HC değerinin BE2 yakıtında 3000 d/d' da 598ppm olarak ölçüldüğü görülmüştür. Aynı devirde E0 yakıtının HC değeri ise 102ppm olmuştur. Bu çalışma sonunda biyoetanol-dizel yakıtı karışımlarında uygun katkı maddesi kullanıldığı takdirde, E15 oranına kadar dizel motor üzerinde bir değişiklik yapılmadan kullanılabilmesi belirlenmiştir.

Ojeda ve ark. (2011) etanol ligno selülozik biokütle dönüşüm değerlendirilmesi için birleşik ve etkili bir araç olarak proses simülasyonu ile birleştirerek işlem entegrasyon metodolojileri ile birlikte enerji ve ekserji analizini uygulamışlardır. Sıralı hidroliz ve fermantasyon, eş zamanlı sakarifikasyon ve fermantasyon ve eş zamanlı sakarifikasyon ve ko-fermantasyon gibi farklı işlem yapılandırmaları kullanarak asit ön muamele ile küspeden biyoetanol üretimini incelemişlerdir.

Candan (2012) yaptığı çalışmada tek silindirli dört zamanlı direkt enjeksiyonlu dizel bir motorun farklı oranlardaki dizel-metanol karışımının faz ayrışmasını önlemek için % 1 oranında katkı maddesi ve setan sayısını artırmak için de % 1 oranında setan artırıcı ilave edilerek kullanılmasıyla motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisini deneysel olarak araştırmıştır. Deney motorunun standart püskürtme basıncı 175bar'dır. Deneyler de püskürtme basıncı 165bar, 170bar, 185bar ve 195bar olarak değiştirmiştir. Deney sonuçlarına göre her bir püskürtme basıncı için karışım içerisindeki metanol miktarının artmasıyla özgül yakıt tüketimi ve NO_x emisyonlarında artma, CO, HC ve is emisyonlarında azalma tespit etmiştir.

Biberici (2013) çalışmasında, elektrik üretebilen Proton Değişim Membranlı (pem) yakıt pili ile bir içten yanmalı benzinli motor sistemi birleşiminin enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Oluşturulan bütünleşik sistem üniteleri (pem yakıt pili, Institution of Civil Engineers (ICE)) performansları, termodinamiğin ikinci yasasına göre değerlendirmiştir. Bu bağlamda sistemdeki ekserji kayıplarının büyük bir bölümünün kimyasal reaksiyonların gerçekleştiği kısımlardan kaynaklanmaktadır. Öte yandan yakıt pilinde 4.659 kW ekserji yıkımı meydana gelirken, içten yanmalı motor (ICE) 115 kW

ekserji yıkımı göstermektedir. Ekserji verimi açısından ise yakıt pili ünitesi %86.68 iken içten yanmalı motor ünitesi %25,9 bir ekserji verimi sağlamıştır. Ayrıca ekserji analizi uygulanıp hesaplar yapıldıktan sonra tesirliliğe en çok etki eden değerlerin sıcaklık ve yakıt debisi olduğunu düşünerek, değişik verilerle sistemin tesirliliğini artırmaya çalışmıştır. Yakıt enerji değerleri açısından bakıldığında ise; pem yakıt pili 201. 666 kW değere sahip iken içten yanmalı motorda 201 kW değeri sağlamıştır. Fakat motorda %39 iken pem yakıt pilinde enerji verimi %91.13 olarak ölçülmüştür. Verimsel olarak motorun düşük olmasının sebebi; yakıcı çevreyle olan ısı alışverişini göz önünde tutarak çevresel entropi değeri kullanıldığından dışarıya verilen ısı kaybının fazla olması nedeniyle bu verim değeri düşmüştür. Benzinli motorun ısı kaybına giren yakıt debisine göre bakıldığında ise debinin artmasıyla kaybolan ısı miktarı artmıştır. Yakıt pilinden elde edilen voltaj değeri ise; 400⁰C de 1.14 V iken 800⁰C de ise 0.97 V olmuştur. Bu nedenle reaksiyon sıcaklığı arttıkça yakıt pilinin hem voltaj değeri düşmekte hem de enerji verimi azalmakta ve ekserji yıkımı artmakta olduğunu gözlemlemiştir.

Shahir ve ark. (2013) Küresel fosil yakıt krizi ve emisyon sorunları, alternatif yakıtlara olan ilgiyi artırmıştır. Bu kapsamda başarılı bir bulgu etanol / biyoetanol dizel yakıtına karıştırılmasıdır. Dizel ve etanol/biyoetanol karışımları herhangi bir büyük modifikasyon olmadan mevcut sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlarda kullanılabilir. Bu karışımı kullanılarak en önemli kayda değer sonucu tek başına dizel yakıt ile hemen hemen aynı performansı düşük emisyonla sağlamış olduğunu görmüştür. Bu karışımın kullanılmasında iki önemli dezavantaj dizel ve üretilen karışımın düşük sıcaklıkta istikrarsızlık etanol/biyoetanol homojen karışmama sorunu olduğunu tespit etmiştir. Bununla birlikte, biyodizel başarılı bir şekilde dizel etanol/biyoetanol karışımının faz ayrışmasını önlemek için emülsüfer veya kosolvent eklenebilir. Bu durumda, daha düşük sıcaklıklarda fazla miktarda etanol/biyoetanol bunlara eklenebilir. Bu 25% biyodizel ve etanol/biyoetanol %5 maksimum olmak üzere etkili bir şekilde dizel yakıtına ilave edilebilir olduğunu tespit etmiştir. Dizel yakıt etanol/biyoetanol karışım standartlara uymayan bazı karışımların, özelliklerini değiştirmiştir. Bu karışım Biyodizel ilave edilerek mevcut dizel motorlarda kullanılabilir olduğu görülmüştür. Standart değerlere ve dolayısıyla karışımın yakıt özelliklerini kazanmasına yardımcı olacağı kanaatine varmıştır. İncelemeye bakıldığında, dizel biyodizel-etanol/biyoetanol karışımının kullanılması ile yaklaşık % 25-30 dizel yakıt kullanımının azaltılabilir olduğunu tespit etmiştir.

Ghazikhani ve ark. (2013) Bu çalışmada, İki zamanlı buji ile ateşlemeli bir motorda E5, E10 ve E15 yakıtları ile farklı yükler ve devirlerde performans, emisyon ve egzoz gazı sıcaklığı ve dağıtım oranının etkisi deneysel dört farklı motor devrinde (2500, 3000, 3500 ve 4500 (rpm)) ve dört farklı yükte (% 25, % 50, % 75 ve tam yük) testler yapılmıştır. Aracı çalıştırırken testler şasi dinamometresi üzerinde deneysel olarak incelenmiş ve aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

I. Egzoz gazı sonuçları ve bindirme verimliliği mükemmel karıştırma modeline göre daha fazladır. Bu silindir giriş etanol hızlı buharlaşmaya bağlı ve daha iyi karışmasını sağlamıştır.

II. Emme zamanında silindir dolgu oranı, süpürme verimliliği ve giriş kütlesi artarken, bindirme verimi ise azalmıştır.

III. % 10 ve % 15 etanol eklendiğinde buharlaşma açısından iyi bir oran olduğu, sonradan egzoz gazı verimliliği yaklaşık olarak %40 oranlarda olduğu gözlenmiştir.

IV. Motor devri arttırılınca hava/yakıt oranı azalmıştır. Böylece karışımdaki oksijen azalır sonuç olarak egzoz HC hidrokarbonlar ve egzoz gazı sıcaklığı %30 azaldığı görülmüştür.

V. Motor devri arttırılınca egzoz gazı sıcaklığı da artmıştır. Sonuç olarak yanma için gereken zaman azalmıştır. Böylece CO artmıştır. Genellikle farklı yükler ve hızlar için CO azalır ortalama yakıt içeriği %35 ve her %5 artış miktarında. CO₂ yaklaşık % 6,3 azalmıştır.

VI. Etanol yüksek oranlarda (%15 ve %38) ilave edilmesinin en büyük avantajı NO_x yaklaşık % 83 azaldığını gözlemlemişlerdir.

Hedfi ve ark. (2014) Termodinamik analize dayalı yanma reaksiyon parametrelerini karakterize için bir fiziksel model tasarlamıştır. Basınç ve özgül ısı oranının hesaplanması için gerekli olan sıcaklık zaman varyasyonları enerji tasarrufu denkleminin çözümünden elde edildiğini ifade etmişlerdir. Biyoyakıtın kimyasal yanma olayı iki adımda genel bir reaksiyonu ile modellemişlerdir. Zengin karışım ve EGR motoru için çeşitli uygun değer çalışma koşullarını tespit edilmiştir. NO_x oluşumu sekiz adım ve altı adım mekanizmasını kullanarak modellenmiştir. Yanma sırasında NO_x çeşitli oluşturma kademelerine etkisi yanma hızının bir modeli ile kabul edilmiştir. En uygun elde edilen ana sonuçlarla bu basitleştirilmiş modeli, gerçek zamanlı olarak, motor performansları ve NO_x emisyonlarının üzerinde biyoyakıt etkisini de karakterize ve kontrol etmek için kullanılmıştır. Ateşleme zamanı gecikmesinin ve gaz karışımı

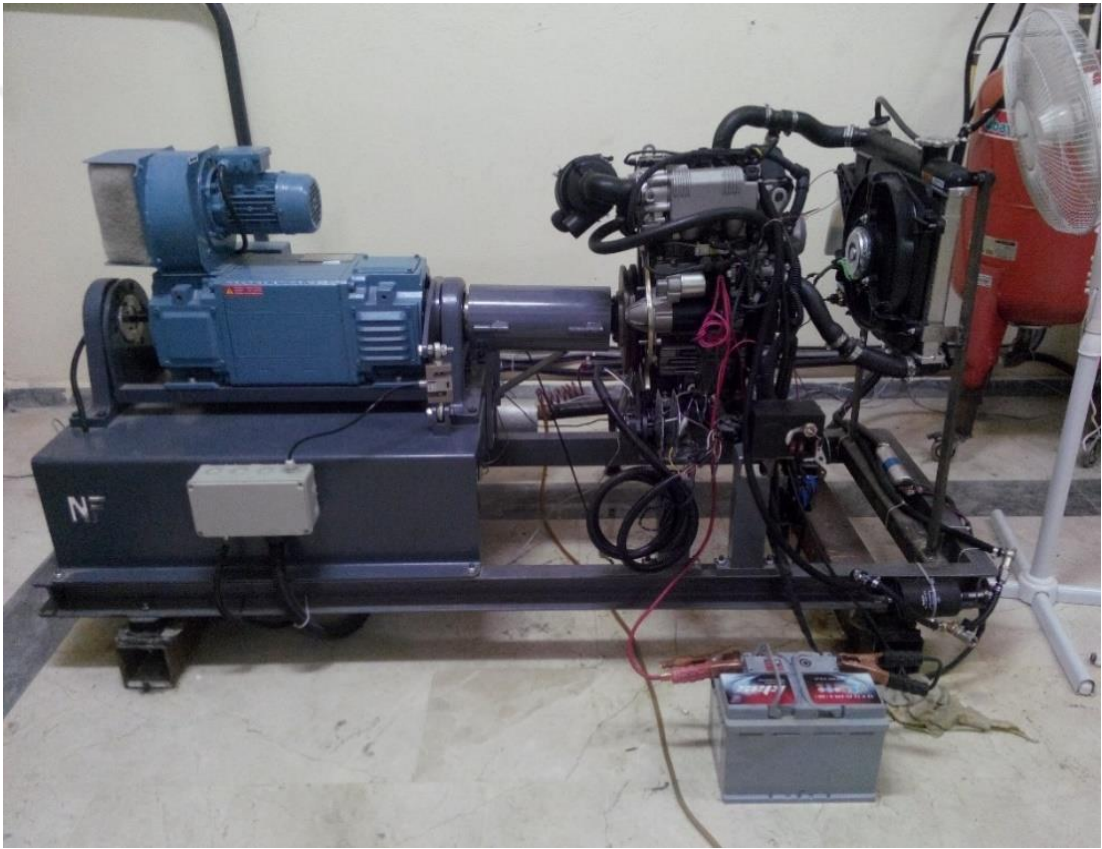
sıcaklığının silindir basıncında bir artışa yol açtığı gözlenmiştir. Bundan başka, en az CO stokiyometrik oranlar civarında düşük olduğu tespit etmiştir.

Sayın (2014) çalışmasında tek silindirli su soğutmalı bir dizel motordan elde edilen deneysel veriler kullanarak motora enerji ve ekserji analizleri uygulamıştır. Her bir deney, motorun 1000 d/d ile 3000 d/d arasında on iki farklı devir sayısı için dört farklı yakıt numunesiyle çalıştırılması durumunda gerçekleştirilmiştir. Yakıt numuneleri dizel, biyodizel ve biyoetanölün farklı oranlarda karıştırılması ile hazırlanan (D92B3E5), (D85B10E5), (D80B15E5), (D75B20E5) yakıtlarıdır. Motorun, oluşturulan bu yakıtlarla çalıştırılmasının enerji ve ekserji analizi parametrelerine etkisini araştırmıştır. Motorun (D100) yakıtıyla çalıştırılması durumunda elde edilen veriler referans alınarak tüm sonuçlar karşılaştırmış ve şekillerle desteklemiştir. Çalışma sonucunda maksimum torkun elde edildiği devir sayısı olan 1400 d/d da termal verim (D100),(D92B3E5), (D85B10E5), (D80B15E5), (D75B20E5) yakıtları için sırasıyla %31.42, %28.68, %28.1, %28, %27.18 olarak hesaplamıştır. Ekserji verimi değerleri ise sırasıyla %29.38, %26.8, %26.33, %26.15, %25.38 olarak hesap etmiştir. Maksimum gücün elde edildiği devir sayısı olan 2800d/d da ise termal verim %27.62, %26.15, %25.45, %25.02, %24.13 olarak bulunurken ekserji verimi %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 ekserji verimine sahip olduğunu tespit etmiştir.

3.MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Motora enerji ve ekserji analizinin uygulanabilmesi için gerekli veriler Necmettin Erbakan Üniversitesi Seydişehir Meslek Yüksekokulu, Otomotiv Teknolojisi Programı laboratuvarında yapılan deneyler sonucunda elde edilmiştir. Motor, elektrikli dinamometre, emisyon ölçüm cihazı, radyatör, sıcaklık ölçüm cihazları, debi ölçüm cihazları, datalogger ve kontrol panelinden oluşan deney düzeneği şekli Şekil 3.1'de, gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Deney düzeneği

Deneysel çalışma sırasında kullanılan iki silindirli Lombardini marka LGW 523 MPI model benzin püskürtmeli su soğutmalı motor Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Motor özellikleri, motor performans çıktıları sırasıyla Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.2'de verilmiştir.



Şekil 3.2. Lombardini LGW523MPI motoru

Çizelge 3.1. Lombardini LGW523MPI motoru teknik özellikleri. (Anonymous 2017a)

1	Silindir sayısı	2
2	Silindir Çapı	72mm
3	Kurs	62mm
4	Silindir Hacmi	505 cm ³
5	Kompresyon oranı	10,7/1
6	Maksimum motor gücü	15,0 kW/20,4 HP (5000 rpm)
7	Maksimum Tork	34 Nm (2200 rpm)
8	Rölanti devri	1100 rpm
9	Devridaim pompası kapasitesi (5000 rpm)	75 l/dak
10	Yağ kapasitesi	1,3 l.
11	Yakıt tipi	Kurşunsuz benzin
12	Yanma için gerekli hava (5000 rpm)	1100 l/dak
13	Soğutma sistemi	Sıvı soğutmalı
14	Ağırlık	52 kg

Motorun çalışma sıcaklığına geldikten sonra yüklenmesi ve motor gücünü hesaplamak için kullanılan motor torkunun ölçümü deney düzeneğindeki elektrikli dinamometre ile yapılmıştır.

Çizelge 3.2. Motor performans ve egzoz emisyon çıktıları

Motor Performans Çıktıları	Ölçülen	Motor Torku, Yakıt Tüketimi, Hava Tüketimi, Soğutma Suyu Debisi, Hava Giriş Sıcaklığı, Egzoz gazı Sıcaklığı, Su giriş ve çıkış sıcaklığı
	Hesaplanan	Motor Gücü, Özgül Yakıt Tüketimi,
Egzoz Emisyon Çıktıları	CO, CO ₂ , O ₂ , HC, Lambda Oranı	

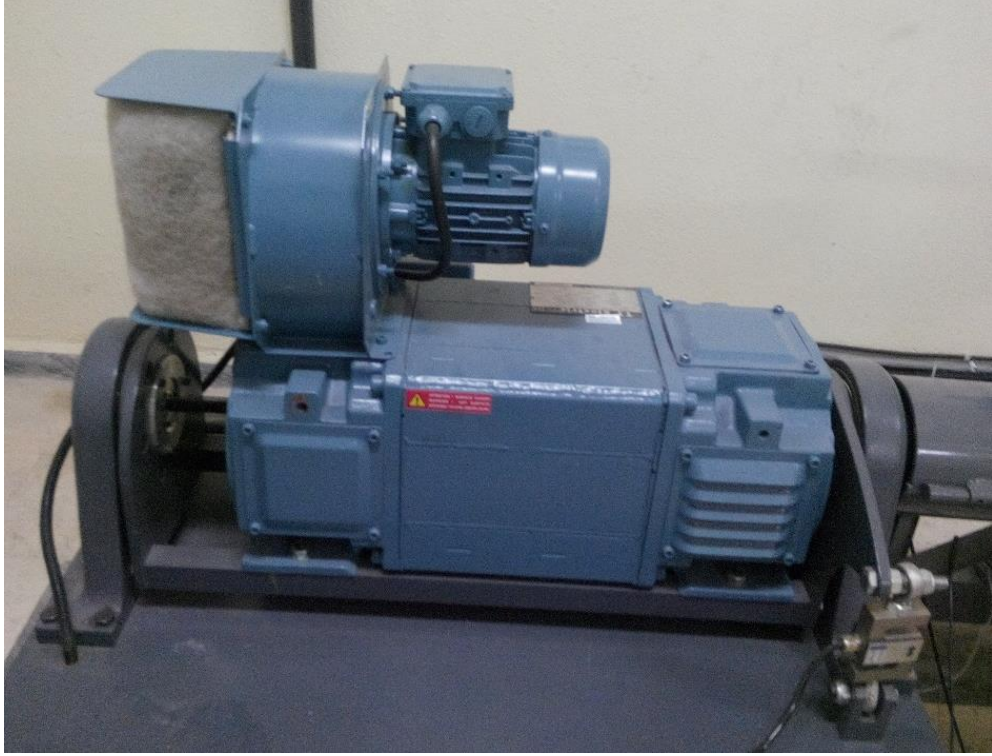
Elektrikli dinamometre motor miline bağlı stator ve rotor grubundan ibarettir. Rotor Mili kardan mili vasıtası ile Motor volanına irtibatlandırılacak şekilde tasarım yapılmıştır. Sistem harici bir yağlamaya gerek duymadan çalışmaktadır. Motor test donanımı vasıtası ile motor devri, motor torku ve motor gücü ölçülerek veriler gerçek zamanlı olarak bilgisayara kayıt edilebilecek yapıda tasarlanmıştır. Diğer yandan motor test donanımı ile içten yanmalı motorların yakıt sarfiyatı, Motor yağ sıcaklığı, motor yağ basıncı, soğutma suyu giriş çıkış sıcaklığı, Motor soğutma suyu debisi, egzoz gazı sıcaklığı, emiş hava debisi ölçülerek veriler gerçek zamanlı olarak bilgisayara kayıt edilebilmektedir.

Çizelge 3.3. Dinamometrenin teknik özellikleri

Frenleme Şekli	AC Motor Jeneratör
Model	NF80
Maksimum Devir	8000 d/d
Maksimum Tork	83Nm
Dinamometre ve Kontrol Düzenine Bağlı Diğer Ölçüm Parametreleri	
Yakıt Tüketimi	g/s
Motor Suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları, egzoz sıcaklığı	C-K
Hava Tüketimi (Cam tüplü şamandıralı debimetre ile)	m ³ /h
Soğutma suyu debisi (Çelik türbin debimetre ile)	l/dak

Magnetic Pick-Up, dinamometre mili üzerine yerleştirilen dişlideki dönme esnasındaki dişleri sayarak motor ya da dinamometre devir sayısını ölçmek için kullanılmıştır. Sabit mıknatıslı sensörün önünden geçen her bir diş için pulse üretir. Birim zamanda üretilen pulse'lar bilgisayara bağlı sayıcı ile sayılarak motor devri ölçülmektedir. (Anonim 2017a)

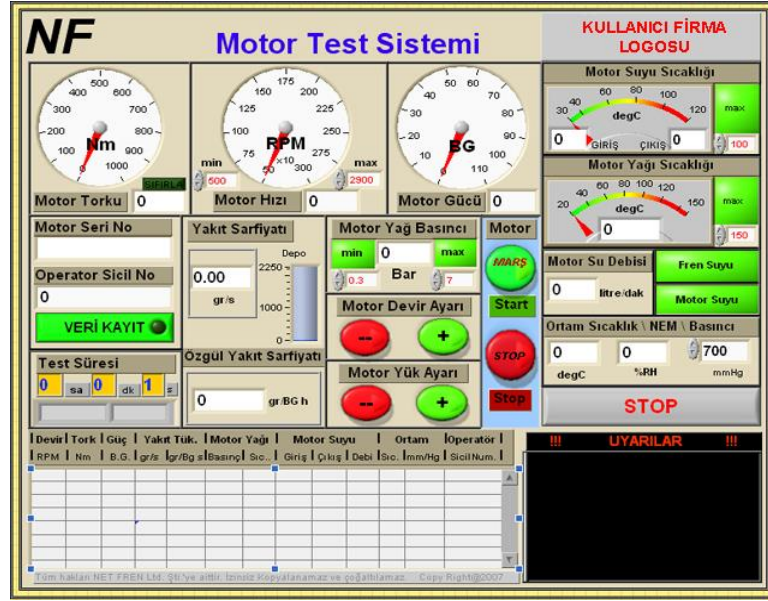
S Tipi load cell, dinamometrenin torkunu ölçmek için kullanılmıştır. Mil merkezinden 250 mm ve 300 mm uzaklıktaki tork koluna bağlanan load cell'e etkiyen kuvvet ölçülerek motor momenti ya da dinamometrenin frenleme momenti tespit edilmiştir. Ölçülen değerler bilgisayara aktarılarak burada motor gücü hesaplanmıştır (Anonim 2017a).



Şekil 3.3. Dinamometre

Dinamometre kontrol ünitesi motor testi esnasında ölçülmesi istenen bütün parametrelerin sensörlerden gelen sinyalleri değerlendirerek ölçmek için kullanılan ünedir. Dinamometre kontrol ünitesi aynı zamanda ölçülen değerlerin sınır şartları dışına çıkılması durumunda önce ikaz vererek operatörü uyarır. Ölçülen değerler tehlikeli durumu gösteriyorsa sistemi durduracak şekilde tasarlanmıştır. Diğer yandan dinamometre kontrol ünitesi test motorunun hızını ayarlamak ve dinamometrenin yükünü ayarlamak gibi fonksiyonlara sahip tasarlanmıştır (Anonim 2017a).

Yakıt sarfiyatı ölçümü için yanmalı motorun birim yüke göre birim zamandaki yakıt sarfiyatını ölçmek için kullanılmıştır. Ölçüm sonuçları cc/s, gr/s, kg/saat ve gr/kWh cinsinden ekranda görülür ve aynı zamanda test dosyasına kayıt edilir biçimde tasarım yapılmıştır (Anonim 2017a).



Şekil 3.4. Dinamometre kontrol ünitesi

Motor start ve stop fonksiyonu motor testi esnasında motorun çalıştırılması ve stop edilmesi doğrudan kontrol panosu üzerindeki şarteller vasıtası ile yapılmaktadır. Ancak acil durumlardaki mesela test esnasında motor sıcaklığı, yağ basıncı vb. parametreler toleransların dışına çıkılması durumunda motorun durdurulması bilgisayar tarafından yapılabilmektedir. Bu durum önce sesli ve ışıklı ikazlar başlar tehlikeli sınıra girmesi durumunda da otomatik stop devreye girecek şekilde sistem çalışmaktadır (Anonim 2017a).



Şekil 3.5. Yakıt ölçüm ünitesi

Gerekli kalibrasyon ve test işlemlerinin yapılmasından sonra egzoz emisyonları ölçümleri egzoz gazı analiz cihazı ile yapılmıştır. Egzoz gazı analiz cihazı egzoz gazı içeriğindeki belirli bileşenlerinin hacimsel oranlarını tespit etmeye yarar. Egzoz gazı analiz cihazları egzoz gazında bulunan bileşenlerin ölçümünü kızılötesi emme yöntemine göre yapar. Bu yöntem ile gazların kızılötesi ışınlar tarafından yutulması neticesinde egzoz gazı bileşenlerinin ölçülmesine dayanmaktadır. Aşağıda deney düzeneği içerisinde yer alan gaz analiz cihazının ölçtüğü bileşenler, ölçüm aralıkları ve hassasiyetleri verilmiştir.



Şekil 3.6. Egzoz gazı analiz cihazı

Egzoz ekserjisinin hesaplanması için motor tarafından kullanılan hava debisi, hava emme sistemine eklenen bir çelik şamandıralı polipropilen cam tüplü debimetre ile m^3/h birimi esasına göre ölçülmüştür. Ölçüm esnasında düzenli akış olabilmesi için debimetre ile motor hava girişi arasına hava akışını dengeleyici hava deposu ilave edilmiştir.

Çizelge 3.4. Egzoz gazı analiz cihazı

ÖLÇÜLEN DEĞERLER	ÖLÇÜM ARALIĞI	HASSASİYETİ
CO (% hacimce)	0-10	$\pm 0,01$
CO ₂ (% hacimce)	0-20	$\pm 0,01$
HC (ppm hacimce)	0-2000	± 1
O ₂ (% hacimce)	0-21	$\pm 0,01$
Hava Fazlalık Katsayısı (λ)	0,8-2	$\pm 0,01$
NO _x (ppm hacimce) (Opsiyonlu)	0-5000	± 1



Şekil 3.7. Debimetreler ve debi kontrol cihazı

Soğutma suyu ekserjisinin hesaplanması için ise paslanmaz çelik türbin debimetre ve debinin okunabilmesi için anlık ve toplam debi kontrol cihazı ile l/dak cinsinden ölçüm değeri kayıt edilmiştir. Hesaplamalar için gerekli birim dönüşümleri ve hesaplamaları yapılmıştır.

Dış hava sıcaklığı, soğutma suyunun motora giriş ve çıkış sıcaklıkları, egzoz gazı sıcaklığı, termokupl ile ölçülüp bağlantılı kontrol sistemlerinden anlık okunmuş ve kayıt edilmiştir.

Bu çalışmada alkol olarak Konya Şeker Fabrikası'ndan alınan biyoetanol kullanılmıştır. Benzin ise Seydişehir Opet Petrol İstasyonundan alınan 95 oktan kurşunsuz benzin kullanılarak deneyler yapılmıştır.

Aşağıdaki çizelgede deneyler sırasında kullanılan yakıtların kimyasal özellikleri verilmiştir. Deney yakıtlarına ait veriler yakıt numunelerinin Selçuk Üniversitesi Ziraat Fakültesi bünyesinde bulunan biyoyakıt laboratuvarında ölçülmesiyle tespit edilmiştir.

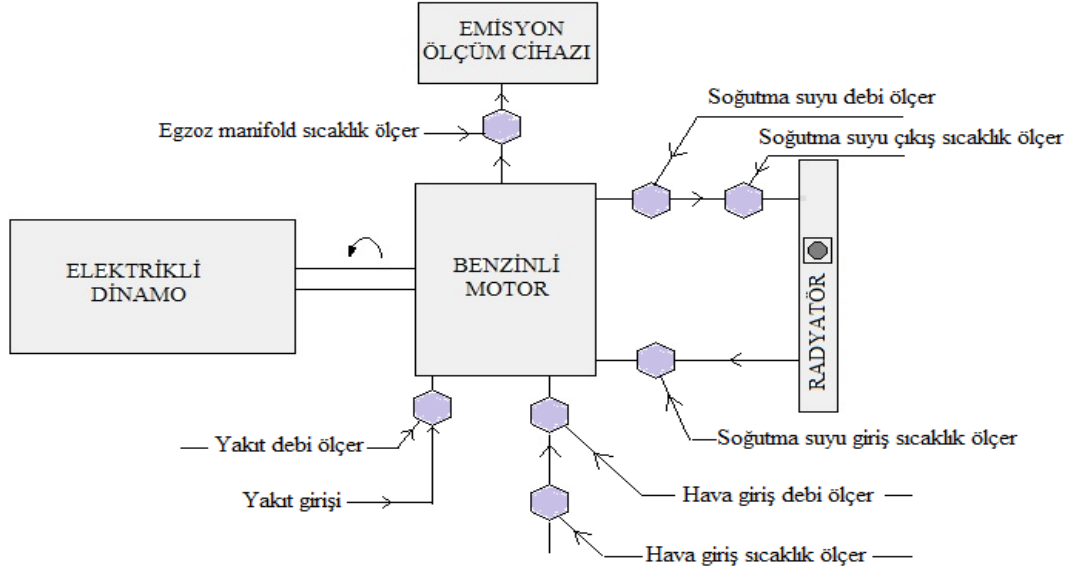
Motorda yakıt olarak şahit deneyler için saf benzin kullanılmıştır. Daha sonra sırası ile E3 (%97 Benzin, %3 Etanol karışımı), E5 (%95 Benzin, %5 Etanol karışımı), E10 (%90 Benzin, %10 Etanol karışımı), E15 (%85 Benzin, %15 Etanol karışımı) yakıt karışımları kullanılmıştır. Benzin ile etanol birbirine karıştırılmasında herhangi bir ek maddeye gerek kalmadan doğrudan karışabilmektedir. Karışım hazırlanırken bir litrelik

ölçekli şeffaf kap, laboratuvar mezürü, 10ml kapasiteli enjektör kullanılmıştır. Hazırlanan yakıt dinamometre yakıt ölçme kabına doldurulmuştur.

Çizelge3.5. Yakıtların özellikleri

Özellikler	Birim	Kurşunsuz Benzin	Biyoetanol
Kimyasal Formülü	-----	C₇H₁₇	C₂H₅OH
Karbon İçeriği	% kütlesele	84--86	52,2
Hidrojen İçeriği	% kütlesele	14--16	13,04
Oksijen İçeriği	% kütlesele	-----	34,78
Yoğunluk (20 ⁰ C)	kg/m ³	720-775	804-807
Araştırma oktan sayısı	-----	95	108,6
Motor oktan sayısı	-----	85	89,7
Ortalama oktan sayısı	-----	90	99,15
Alt ısı değeri (kütlesele)	kJ/kg	42600	26700
Stokiyometrik Hava/Yakıt oranı	-----	14,7	9
Buharlaşma gizli ısı	kJ/kg	349	923
Kendi kendine tutuşma sıcaklığı	⁰ C	257	423
Kaynama noktası	⁰ C	45-207	78

Deneyler üç tekerrürlü olarak sırayla 1000d/d, 1500d/d, 2000d/d, 2500d/d, 3000d/d, 3500d/d, 4000d/d, 4500d/d ve 5000d/d ile deneyler yapılmıştır. Ölçümler anlık olarak alınmış ve kayıt edilmiştir.



Şekil 3.8. Deney düzeneğinin şematik görünümü

Elektrikli dinamometre ile ölçümlerde düşük devirde tork, devir sayısına bağlı istikrarlı yük, bilgisayar kontrollü test simülasyonu, uzun süreli test etme ölçümleri hidrolik dinamometreye göre daha kararlı sonuç vermektedir. Ayrıca istenmeyen kayıplara karşı güvenilirlik ve bakım masrafları da mükemmeldir. Sürekli yüksek güç kapasitesi ve yüksek devir kapasitesinde ise hidrolik dinamometre mükemmel iken elektrikli dinamometre zayıf ve kötüdür (Anonim 2017a).

3.2. Yöntem

Motor performans testleri TSE 1231 e göre yapılmıştır.

3.2.1. Enerji analizi

İş yapabilme kabiliyeti olarak ifade edilen enerji; ısı, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, kimyasal, nükleer vs. değişik hal durumları alabilmektedir. Bu enerji hallerinin hepsi sistemin toplam enerjisini oluşturmaktadır. Manyetik, elektrik ve yüzey gerilmesiyle ilgili enerji halleri dikkate alınmaması durumunda birim kütle için bir sistemin toplam enerji miktarı, kinetik, potansiyel ve iç enerjinin toplamı olarak ifade edilmektedir (Çengel ve Boles 2013).

$$e = u + e_{kn} + e_{pt} \quad (3.1)$$

Birim kütle için e_{kn} ; sistemin bir referans noktasına göre yaptığı hareket sonucunda sahip olduğu enerji şeklinde ifade edilmektedir.

$$e_{kn} = \frac{v^2}{2} \quad (3.2)$$

Birim kütle için e_{pt} ; sistemin yerçekimi ivmesi etkisindeyken belirli bir referans noktasına göre yüksekliğinden sahip olduğu enerji çeşididir.

$$e_{pt} = gz \quad (3.3)$$

Birim kütle için u , sistemin molekül yapısından kaynaklanan ve moleküler hareketlilik ile ilgili olan mikroskobik enerjilerin toplamı olarak ifade edilmektedir.

Doğanın temel kanunlarından biri olan enerjinin korunumu kanunu bir etkileşim sırasında enerjinin bir halden başka bir hale dönüşebileceğini fakat toplam miktarının ise sabit kalacağını belirtmektedir. Bu tanıma göre, bir hal değişimi esnasında kapalı bir sistemde toplam enerjisindeki net değişim, sisteme giren toplam enerji ile sistemden çıkan toplam enerjinin farkına eşit olacağı ifade edilebilir (Çengel ve Boles 2013).

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

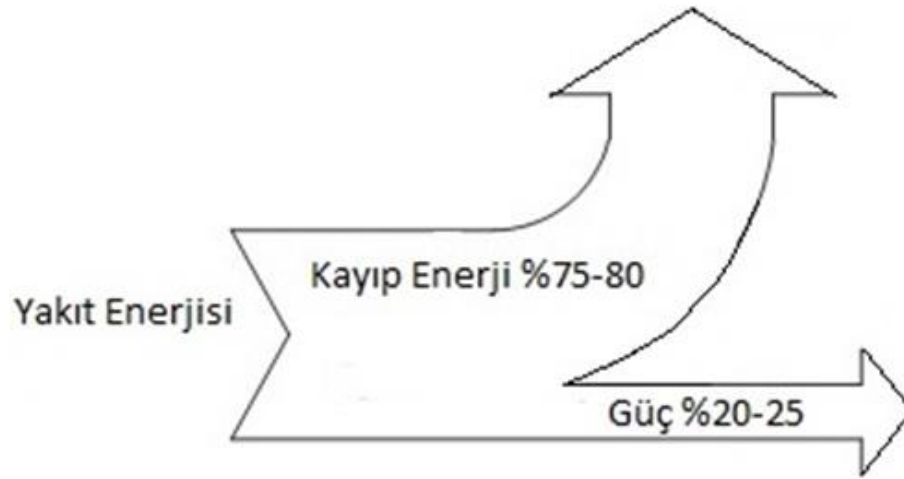
Herhangi bir sisteme enerji geçişi üç değişik halde; ısı geçişi, iş geçişi ve kütle geçişi şeklinde olabilmektedir. Genel anlamda ise enerjinin korunumu kanunu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$E_{giren} - E_{çıkan} = \Delta E_{sistem} \quad (3.4)$$

İçten yanmalı motorlarda enerji analizi

İçten yanmalı motorlar, yakıttaki kimyasal enerjiyi yanma işleviyle ısı enerjisine dönüştüren, silindir içinde sıcaklık ve basınçları yükselen yanmakta olan gazların pistonun genişleme hareketine sebep olmasıyla ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren termal makinelerdir.

İçten yanmalı motorlarda yakıtın yanmasıyla elde edilen hareket enerjisinin bir kısmı ortaya çıkan çeşitli kayıplar sebepleri ile azaldığından giren enerjinin tamamı işe çevrilemez (Çengel ve Boles 2013).



Şekil 3.9. İçten yanmalı buji ateşlemeli motorlarda enerji akışı

Günlük hayatın büyük bir parçası olan otomobiller benzin motoruyla çalışan en verimsiz makineler olarak bilinir. İdeal şartlarda bile kullanılabilir enerjinin %15 inden daha azı aracın hareketine kullanılır. Şehir içindeyse durum daha vahimdir, dur kalk sebebiyle kayıp enerji miktarı artar. Tipik bir otomobilde enerji kaybına sebep olan birçok etken vardır. Yakılan yakıttan elde edilen enerjinin %72'si motorda kaybolur. Kaybolan bu enerjinin bir kısmı egzoz sistemiyle, bir kısmı da soğutma sistemiyle atmosfere atılır. Şaft, dingil, tekerlekler gibi sürtünmeli parçalarda ise kullanılabilir enerjinin %10 u kaybolur. Bunun gibi diğer etmenleri de saydığımız zaman (direksiyon, fren, klima, elektrik tertibatı vs.) enerjinin sadece %13 ü gibi bir rakam harekete geçirme ve harekette kalma enerjisi için kullanılıyor demektir. Bu enerji de büyük ölçüde tekerleklerin esnemesinden ve daha yaygın şekilde hava direnci olarak ifade edilen, havanın sebep olduğu sürtünme kuvvetinden dolayı kaybolur (Anonim 2018a).

Araçlarda meydana gelen kayıplar aşağıdaki şekilde görülebilir.

Çizelge 3.6 Motorlu taşıtlarda meydana gelen kayıplar görülmektedir

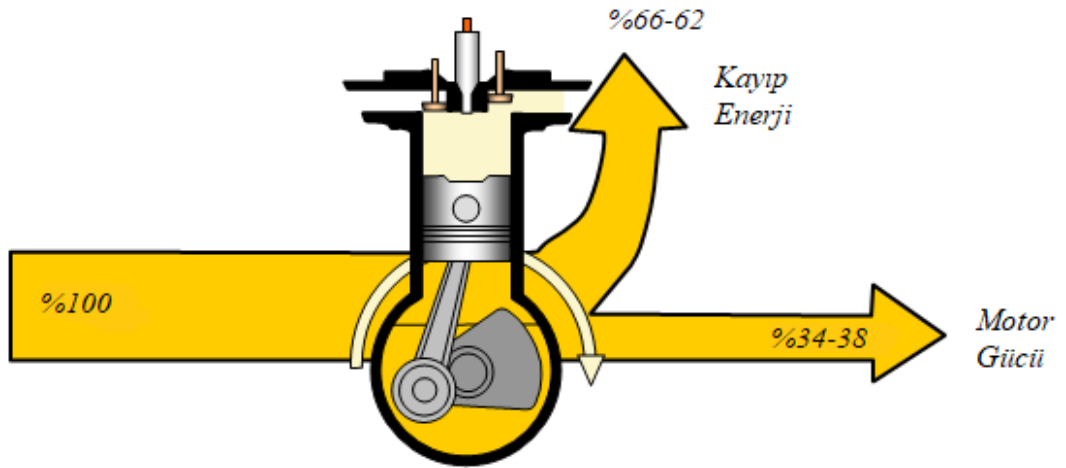
Motor kayıpları	%75-%72
Sürtünme	%3
Pompalama	%4
Yanma	%3
Egzozdan veya radyatörden havaya atılan ısı kayıp	%60-%62
Parazit kayıplar (su pompası, alternatör vs.)	%5-%6
Tekerleklerle giden güç	%13-%21
Hava direnci	%8-%10
Yuvarlanma direnci	%5-%6
Fren	%4-%5
Aktarma organları kayıpları	%5-%6
Rölanti kayıpları	%3

Çizelge 3.7. Benzinli ve dizel motorlar için maksimum güçte enerji dengesi (Heywood 1988)

Enerji yüzdeleri	% W	% Q_{egzoz}	% $Q_{soğutma}$	% $Q_{kayıp}$
Benzinli motor	25-28	34-45	17-26	5-15
Dizel Motor	34-38	22-35	16-35	3-8



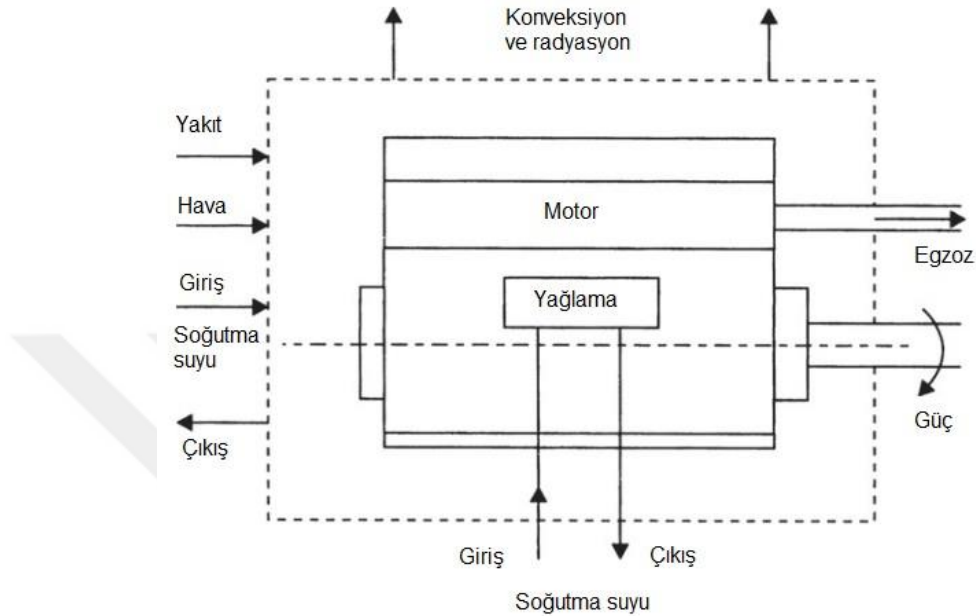
Şekil 3.10. Benzinli içten yanmalı bir motorda enerji denge diyagramı (Anonymous 2018)



Şekil 3.11 Dizel yakıtlı içten yanmalı bir motorda enerji denge diyagramı (Anonymous 2018)

Heywood (1988)'un maksimum güç halinde benzinli ve dizel motorlar için tanımladığı enerji dengesi yukarıda Çizelge 3.7 verilmiştir. Her bir kayıp miktarı iki tip motor için karşılaştırılmıştır. Dizel ve benzinli motorlarda meydana gelen kayıpların oranlarının farklı olduğu dikkat çekmektedir. Farklı çıkan sonuçların sebepleri motorların yapısal ve teknik özellikleri farklılıklarından kaynaklanmaktadır. Farklılıkların biri dizel motorların benzinli motorlara göre daha yüksek sıkıştırma oranları ile çalışması ve daha yüksek tork elde edilmesiyle yakıttaki kimyasal enerjiden daha çok faydalı iş elde edilmesindedir. Dizel motorlar sıkıştırma zamanı

sonundaki sıcaklık ile kendiliğinden tutuşmasından dolayı buji ateşlemeli motorlarda yapısal özelliklerinden kaynaklanan ısı kayıpları en aza indirilmiştir. Bu tarz özellikleri inceleyebilmek için içten yanmalı motorlardaki enerji akışlarını gösteren örnek kontrol hacmi Şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. İçten yanmalı motorlardaki genel enerji akışları (Martyr ve Plint 2007)

Şekildeki ifadeye göre kontrol hacmine giren ve çıkan farklı enerji akışları

Giriş:

- Yakıt, yanma olayı ve ısı elde edilmesi için gerekli yakıt.
- Hava, yakıtın yanabilmesi için gerekli hava miktarıdır.

Çıkış:

- Motor volanından alınan güç
- Egzoz gazı ile atılan enerji
- Soğutma suyuna geçen enerji
- Silindirden çevreye, ortama konveksiyon ve radyasyon ile gerçekleşen ısı

transferi (Martyr ve Plint 2007)

Enerji analizi, iş veya ısı ile kontrol hacminden akan enerjilerin ve bu sınırlardan geçen kütle akışı ile alakalı entalpilerin fonksiyonları olan enerji değişimlerini hesaplama imkânı verir (Abedin ve ark. 2013). İçten yanmalı motorlar mekanik bir çevrim gerçekleştirmelerine rağmen termodinamik bir çevrimi

yapılarından dolayı gerçekleştirilemezler. Çünkü içten yanmalı motorlarda iş akışkanı olan hava ve yakıt ilk haline dönmek yerine motordan dışarı atılmaktadır.

Motora enerji analizinin uygulanmasında, hesaplamaların basitleştirilmesi için aşağıdaki varsayımlar kabul edilmektedir. Bu kabulleri aşağıdaki biçimde sıralayabiliriz.

- Motor, kararlı halde çalışmakta olduğu kabul edilmektedir.

- Motorlarda termodinamik karakteristikleri tespit edebilmek için sistemin açık sistem olduğu kabul edilir. Dinamometre de dâhil tüm sistem motor kontrol hacmini oluşturduğu kabul edilmektedir.

- Yanma havası ve egzoz gazı bileşenlerinin ideal gaz karışımı olduğu kabul edilmektedir.

- Motora kütle giriş ve çıkış akışlarının sahip olduğu potansiyel ve kinetik enerjileri ihmal edilmektedir (Tat 2011).

Sürekli akışlı açık termodinamik bir sistem olarak kabul edilen içten yanmalı motorların kütle dengesi (3.5) bağıntısı ile ifade edilirken, motor enerji dengesi ise (3.6) bağıntısı ile belirtilmektedir.

$$\sum \dot{m}_{giriş} = \sum \dot{m}_{çıkış} \quad (3.5)$$

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{W} + \dot{Q}_{egzoz} + \dot{Q}_{kayıp} \quad (3.6)$$

Şeklinde ifade edilir. Bu ifadedeki $\dot{E}_{yakıt}$ yakıt enerjisi akışını, \dot{W} volandan alınan motor gücünü, \dot{Q}_{egzoz} egzoz gazı tarafından atılan ısı miktarını, $\dot{Q}_{kayıp}$ motor bloğundan çevreye ve soğutma suyuna iletilen ısı akış miktarı, sürtünme enerji kayıplarını vs. ifade etmektedir.

Yakıt enerjisi akışı, $\dot{E}_{yakıt}$

Kontrol hacmine enerji girişi yakıttaki kimyasal enerjiden ibaret olmasından; yakıtın alt ısıl değeri (H_u) ile kütleli debisi ($\dot{m}_{yakıt}$) olduğundan yakıt enerjisi akışı (3.7) bağıntısı ile gösterilebilmektedir.

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} H_u \quad (3.7)$$

Bu ifade de yakıtın alt ısıl değerini kullanmanın amacı yanma sonu sıcaklığının çok yüksek olmasından dolayı yanma sonucunda da suyun buhar fazında bulunmasından kaynaklanmaktadır.

Efektif Güç, \dot{W}

Silindir içindeki gaz karışımından pistona etkiyen işi hesaplamak için silindir basınç verisinden yararlanılabilmektedir. Burada ifade edilen basınç strok boyunca çevrim başına elde edilen net iş miktarını belirten indike ortalama efektif basınçtır (*imep*). Ayrıca sıkıştırma ve genişleme süresince yanmış gazın yer değiştirme hareketinden kaynaklanan net iş miktarı olarak ifade edilebilmektedir. Motor devri ve büyüklüğünden bağımsız olmasından dolayı ortalama efektif basınç, motorların karşılaştırılmasında ve motor veriminin tespitinde önemli bir parametredir ve (3.8) bağıntısı ile gösterilebilmektedir (Martyr ve Plint 2007).

$$imep = \int \frac{PdV}{V_d} \quad (3.8)$$

Sürtünme efektif ortalama basınç (*fmep*) ise mekanik sürtünmelerden ortaya çıkan birim alan başına sürtünme gücü olarak gösterilebilmektedir. (3.9) da gösterilen Winterbone bağıntısı kullanılarak hesaplanabilmektedir. (Horlock ve Winterbone 1986).

$$fmep = 0.061 + 1.167 \cdot P_{max} + 4.9 \times 10^{-6} \cdot N_e \quad (3.9)$$

Bu ifadedeki P_{max} silindir içinde ulaşılan en yüksek basıncı, N_e motor devrini ifade eder. Ortalama fren efektif basınç (*bmep*) ise birim hacim için motor tarafından elde edilen krank mili işidir. İndike ortalama efektif basınç ve sürtünme ortalama efektif basınç arasındaki farkı gösterir Bu ifadelerle silindir başına fren gücü (3.11) ile ifade edilebilmektedir.

$$bmep = imep - fmep \quad (3.10)$$

$$\dot{W}_{şaft} = bmep \frac{V_d N_e}{2} \quad (3.11)$$

(3.11) bağıntısındaki iki katsayısı motorun dört zamanlı olmasından dolayıdır. Çünkü dört zamanlı motorlarda krank milinin iki devrinde bir çevrim ve bir iş elde edilir. Bu bağıntı kolay anlaşılır biçimde elde edilen güç tork ve devir sayısının fonksiyonu olarak (3.12) ifadesi ile hesap edilebilmektedir.

$$\dot{W} = \frac{\pi N_e \tau}{30} \quad (3.12)$$

Egzoz Enerji Akışı, \dot{Q}_{egzoz}

Deneysel esnasında ölçümleri yapılan egzoz emisyon değerlerinin kullanılması ile elde edilen yanma denklemlerinden yararlanıp, her bir ürünün debileri ve entalpi değerleri ile egzoz enerjisi akışı bulunabilmektedir. \dot{m}_{egzoz} Egzoz gazının kütleli debisi, h_{egzoz} egzoz gazının entalpisi olmak üzere egzoz enerjisi akışı (3.13) ifadesi ile hesaplanabilmektedir.

$$\dot{Q}_{egzoz} = \dot{m}_{egzoz} \cdot h_{egzoz} \quad (3.13)$$

Kayıp Enerji Akışı, $\dot{Q}_{kayıp}$

Yakıtın yanması ile kazanılan ısı enerjisinin önemli bir miktarı soğutma suyuna ve yağlama yağına aktarılırken bir miktarı da sıcak egzoz gazları olarak atmosfere atılır. Bu kayıplar hesap edilirken bir kısım yakıt enerjisi akışı da ısı transferi ile kaybolur. Isı transferi yoluyla gerçekleşen kayıpların çoğu silindir bloğundan, silindir kapağından iletim, radyasyon, ve konveksiyon ile meydana gelebildiği gibi, emme egzoz supapları ve diğer motor bileşenlerinde de oluşmaktadır. Bu kayıpları ifade eden $\dot{Q}_{kayıp}$ diğer enerji analizi ifadelerinden enerjinin korunumunu belirten (3.6) ifadesinde yerine yazılarak bulunabilmektedir.

Termal Verim, η

Yakıttan elde edilen ısı enerjisi akışının motor volanından alınan güce çevrilebilen kısmı olan verim (3.14) bağıntısı ile belirlenebilmektedir.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_{yakıt}} \quad (3.14)$$

Özgül yakıt tüketimi, $bsfc$

Motora yüklenen yüke ve motorun devir sayısına bağlı olarak değişen bu terim birim saatlik güç başına harcanan yakıt miktarı olarak ifade edilmektedir.

$$bsfc = \frac{\dot{m}_{yakıt}}{\dot{W}} \quad (3.15)$$

3.2.2. Ekserji analizi

Termodinamik açısından ekserji; belirli bir başlangıç halinden çevre ile denge haline gelirken, sistemden kazanılabilecek en fazla iş olarak tanımlanır (Çengel ve Boles 2013). Ekserji tersinir termodinamik olaylar sonunda çevre ile sistemin denge haline gelmesi halinde elde edilebilecek en fazla iş miktarıdır (Rosen ve Dincer 2001). Daha kolay anlaşılır bir ifade ile belirtmek gerekirse termodinamiğin ikinci yasasına dayanan ekserji, enerjinin kullanılabilir kısmıdır.

Ekserji analizi enerjinin iş yapabilme kapasitesini, aynı zamanda kalitesini tespit ederek enerjinin kullanılmayan kısmını ve tersinmezlikler sonucunda istenmeyen kayıpların sistemin hangi bölümlerinde ne miktarda olduğunu belirleyen analizdir (Çengel ve Boles 2013). Bu nedenler ile entropi üretimine alakalı olarak enerjinin niteliğinde ve iş yapma imkânındaki azalmanın belirlenebilmesi ve hal değişiminin belirlenmesi ekserji analizinin inceleme sahasına dâhil olmaktadır (Solum ve Heperkan 2015).

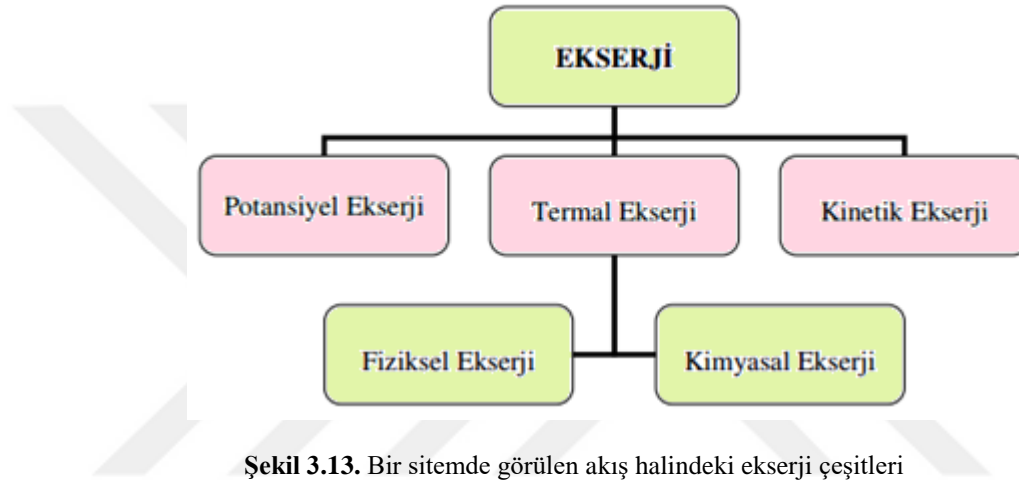
İkinci kanunun analizinde değişik iki metot kullanılmaktadır. Birisi entropi üretimine dayalı metot, ikincisi ise kullanılabilir enerji miktarına bağlı olan ekserji analizi metodudur. Ekserji, enerjinin niteliğini ve niceliğini belirtirken entropi ise enerjinin sadece niteliğinin ve kalitesinin bir göstergesidir. Bu durum entropi üretimine bağlı analizi kısıtlamaktadır. Bununla birlikte aşağıdaki bağıntıyla verilen entropi üretimine bağlı analiz metodunun karmaşık işlemler gerektirmesi sebebiyle ekserji analizinin kullanılması işlem kolaylığı ve avantaj sağlamaktadır (Sayın 2014).

$$\dot{E}_{yok\ olan} = T_0 S_{\dot{u}retim} \quad (3.16)$$

Ekserji analizinin önemi aşağıda verilmiştir.

- Enerji kaynaklarının verimli kullanılmasının çevreye tesirlerini tespit eder.
- Enerji sistemlerinde analizlerin daha net yapılabilmesine imkân verir.
- Kütlenin ve enerjinin korunumu ilkesi ile termodinamiğin ikinci yasasını kullanır. Kaynakların verimli, etkili şekilde kullanılmasını destekler.
- Ekserji kaybı, genellikle sıcaklık farkları sebepleriyle meydana gelen ısı transferi, yanma, karışım, sürtünme kayıpları ve gazların genişmesi, kimyasal tepkimeler gibi tersinmezliklerin nedeniyle olur. Analiz yapılan sistemdeki kayıpların hangi kısımlarda hangi ölçülerde olduğunu belirler (Caton 2010).

- Analiz sonuçları ile sistemde düşük verimli kısımlarda iyileştirmeler yapılabilir ve verimsizliklerden kaynaklanan kayıplar azaltılabilir. Sistemin verimliliğini artırmak için, alınması gerekli tedbirler ve öneriler yapılabilir.
- Ekserji ya da ikinci yasa analizleri sistem verimleri ve performansını maksimum verim ve performansla karşılaştırma imkânı sunar. Sistemdeki kayıpları azaltarak verimli sistemlerin tasarlanmasına fırsat verir.
- Farklı tasarım ve termodinamik parametrelerin ekserji yıkımı ve kayıplar üzerindeki etkisini analiz ederek çeşitli tasarımlar kıyaslanabilir (Dinçer 2002; Sayın 2014).



Şekil 3.13. Bir sitemde görülen akış halindeki ekserji çeşitleri

Bir sitem düzeneğinde akış halindeki bir maddenin birim kütlesi için toplam ekserji kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal ekserjilerin toplamından oluşmaktadır.

$$\varepsilon = \varepsilon_{kn} + \varepsilon_{pt} + \varepsilon_{fzk} + \varepsilon_{kim} \quad (3.17)$$

(3.17) de ifade edilen birim kütle için ε_{kn} kinetik ekserjiyi, ε_{pt} potansiyel ekserjiyi, ε_{fzk} fiziksel ekserjiyi, ε_{kim} kimyasal ekserjiyi ifade etmektedir. Bununla birlikte potansiyel, kimyasal ve fiziksel ekserjilerin toplamını termomekanik ekserji biçiminde göstererek, toplam ekserjiyi (3.19) bağıntısındaki gibi termomekanik ve kimyasal ekserjilerin toplamı biçiminde ifade etmek de mümkündür (Sorathia ve Yadav 2012).

$$\varepsilon_{tm} = \varepsilon_{pt} + \varepsilon_{kn} + \varepsilon_{fzk} \quad (3.18)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{tm} + \varepsilon_{kim} \quad (3.19)$$

ε_{kn} ; Birim kütle için sistemin referans alınan bir noktaya göre hareketi ile sahip olduğu enerjinin iş potansiyeli biçiminde tanımlanmaktadır. Kinetik enerji tamamen işe dönüştürülebilmektedir.

$$\varepsilon_{kn} = \frac{v^2}{2} \quad (3.20)$$

ε_{pt} ; Birim kütle için sistemin yerçekimi ivmesi etkisindeyken bir referans noktasına göre yüksekliğinden ortaya çıkan enerjinin sahip olduğu iş potansiyelidir. Potansiyel enerji kinetik enerjiye benzer biçimde tamamen işe dönüştürülebilmektedir.

$$\varepsilon_{pt} = g \cdot z \quad (3.21)$$

Fiziksel ekserji; akış halindeki bir maddenin, tersinir fiziksel süreçler ile sahip olduğu ilk koşullarından yani P_0, T_0 belirli çevre koşullarına getirilmesi halinde ortaya çıkan en yüksek iş miktarıdır (Yılbaşı 2007).

Birim kütle için ε_{fzk} (3.22) ve (3.23) bağıntıları ile ifade edilir,

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

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

(3.22) bağıntısı açık sistemler için, (3.23) denklemi kapalı sistemler için fiziksel ekserjiyi ifade etmektedir. Bu ifadede gösterilen h ve s belirli bir sıcaklık ve basınç değeri için birim kütleye göre entalpi ve entropi değerlerini gösterir. h_0 ve s_0 ise akışkanın referans çevre ile dengeye geldiği zamandaki entalpi ve entropi değerlerini göstermektedir. Fiziksel ekserji ifadesinde bulunan özgül ısı tanımı T sıcaklığına bağlı olarak değişiklik göstermesi durumunda $h - h_0$ ve $u - u_0$ aşağıdaki (3.24) ve (3.25) ifadeleri ile hesaplanabilmektedir.

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

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

Mükemmel gaz yaklaşımındaki gibi özgül ısı tanımının sıcaklıktan bağımsız olması durumunda $h - h_0$ ve $u - u_0$ için ifadeler (3.26) ve (3.27) şeklinde yazılabilmektedir (Çengel ve Boles 2013).

$$h_{(T_2)} - h_{(T_1)} = c_p(T_2 - T_1) \quad (3.26)$$

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

Yukarıda iç enerji ve entalpi için yazılan denklemlere benzer biçimde özgül ısı tanımının T sıcaklığına bağlı olarak değişmesi halinde entropi ($S - S_0$) terimi (3.28) ve (3.29) ile verilir.

$$S_{(T,P)} - S_{(T_0,P_0)} = \int_{T_0}^T \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln \frac{P}{P_0} \quad (3.28)$$

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

Özgül ısıların sıcaklığa bağlı değişiklik olmaması durumunda (3.30) ve (3.31) ifadelerinden bulunmaktadır (Çengel ve Boles 2013).

$$s - s_0 = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0} \quad (3.30)$$

$$s - s_0 = c_v \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{v}{v_0} \quad (3.31)$$

İdeal gaz varsayılan, özgül ısı sabit basınç için verilmiş hava ve yanmış gazların fiziksel ekserjileri (3.32) ifadesi ile hesaplanabilmektedir (Çalışkan 2009; Sayın 2014).

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

Bir sistemin bulunduğu çevre ile termal ve mekanik olarak dengede olması, fakat kimyasal olarak dengede olmaması haline ölü halde olduğu söylenemez. Dolayısıyla kimyasal denge gerçekleşene kadar iş elde edilmeye devam edilebilmektedir. Bu yüzden kimyasal ekserji çevre ile kimyasal denge gerçekleşene kadar sistemden kazanılabilecek fazla iş miktarıdır (Çengel ve Boles 2013).

Birim kütle için kimyasal ekserji;

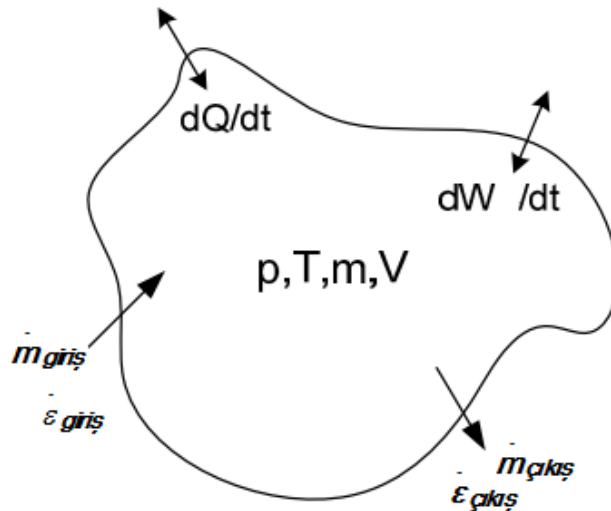
$$\varepsilon_{kim} = -\bar{R}T_0 \ln \frac{P_0 y^e}{P_0} \quad (3.33)$$

(3.33) bağıntısıyla elde edilebilir. Bu tanımdaki 0 alt indisi sistemin çevre şartlarında olduğunu, \bar{R} evrensel gaz sabitini, y^e egzoz gazı bileşenlerinin çevre içindeki mol kesrini belirtmektedir.

Ekserji dengesi ya da ekserjinin azalması ilkesi; bir hal değişimi gerçekleştiği anda sistemdeki ekserji değişimi sistemin sınırlarından olan net ekserji geçişi ile tersinmezliklerin neticesi olarak sistemin sınırları içerisindeki ekserji yok oluşu arasındaki fark olarak belirtilmektedir (Çengel ve Boles,2013). Bu tanımla ifade edilen ekserji dengesi aşağıda biçimde gösterilmektedir.

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

Genel anlamda açık bir sistemdeki ekserji dengesinin ifadesi olan Şekil 3.14'den hareketle bir sistem içerisine ekserji geçişi, enerji geçişine benzer şekilde üç farklı yolla meydana geldiği ifade edilebilmektedir. Bunlar ısı geçişi, iş geçişi ve kütle geçişi şeklinde ifade edilebilmektedirler.

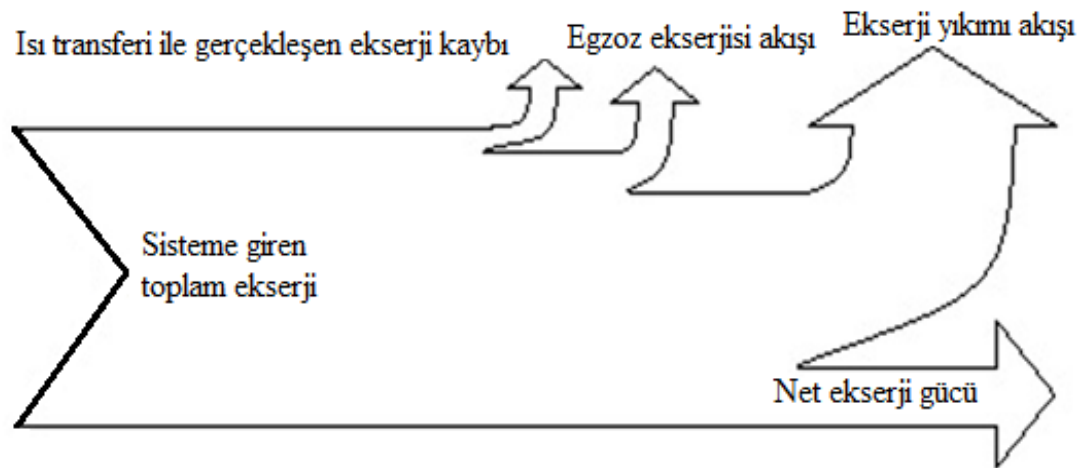


Şekil 3.14. Açık bir sistemdeki ekserji dengesi (Rakopoulos ve Giakoumis 2006)

Genel anlamda ekserji değişimi kuralı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

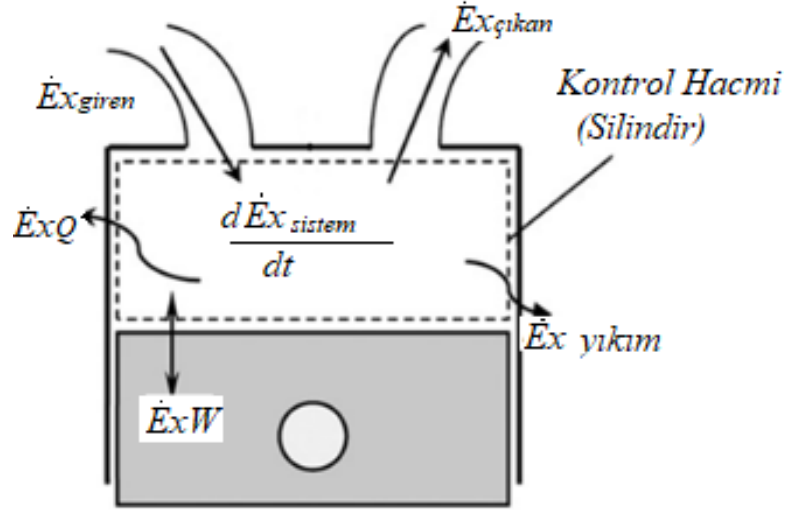
$$\Delta Ex = Ex_{giren} - Ex_{çıkan} - Ex_{yok olan} \quad (3.34)$$

3.2.2.1. İçten yanmalı motorlarda ekserji analizi



Şekil 3.15.İçten yanmalı motor sisteminde ekserji akış diyagramı

İçten yanmalı motorlarda enerji kaynağı olan yakıt enerjisinin, kazanılmak istenen motor gücüne en yüksek oranda dönüştürülmesi arzu edilmektedir. Ancak “Termodinamik bir çevrim oluşumu ile çalışan bir makinede yalnız bir kaynaktan ısı alıp, net iş üretmesi imkânsızdır.” şeklindeki Kelvin Plankt ifadesine göre yakıt enerjisinin hepsinin işe dönüşmesi ve enerji dönüşümünün yüzde yüz gerçekleşmesi imkânsızdır. Enerji dönüşümündeki bu kayıplar ekserji yıkımı ve kaybı adı verilen tersinmezliklerden kaynaklanmaktadır. Uzun yıllardır kullanılan birinci yasa analizine ek olarak ekserji analizinin de uygulanması motorun enerjiyi nasıl harcadığını belirleme imkânı sağlamaktadır. Ekserji analizi motordaki tersinmezliklerin kaynaklarının tespit edilmesini ve motor verimi hakkında daha detaylı bilgi elde edilmesini sağlamaktadır (Sayın 2014). Bu durum da performans artırma ve enerji kaynaklarının etkin kullanımının iyileştirilmesi adına yapılacak çalışmaların yapılmasını kolaylaştırmaktadır. İçten yanmalı motorlarda uygulanan ekserji analizi, motor termodinamiği açısından detaylı ve doğru net araştırmalar yapılmasına imkân vererek gerçeğe daha yakın neticelere ulaşılmasını temin etmektedir (Abdel-Rahim 1984 ve Caton 2010).



Şekil 3.16 Motor silindirinde gerçekleşen ekserji dengesi (Zheng ve Caton 2012)

İçten yanmalı motorların silindir içerisindeki ekserji yıkımı nedenleri olarak, farklı sıcaklıklardaki gazların karışması, meydana gelen hava burgacı, akış kayıpları, yanma odasındaki yakıt hava karışımının artık egzoz gazları ile karıştırılması gibi nedenlere bağlıdır (Rakopoulos ve Giakoumis 2006).

Sürekli akışlı, açık termodinamik bir sistemde, ekserjinin azalması prensibi genel anlamda (3.35)deki gibi olmaktadır.

$$\dot{E}x_Q + \dot{E}x_W + \sum \dot{m}_{giriş} \dot{\epsilon}_{giriş} - \sum \dot{m}_{çıkış} \dot{\epsilon}_{çıkış} - \dot{E}x_{yıkım} = 0 \quad (3.35)$$

Bu denklemdeki $\dot{E}x_Q$ ısı yoluyla ekserji akışını, $\dot{E}x_W$ ekserji gücünü, $\sum \dot{m}_{giriş} \dot{\epsilon}_{giriş} - \sum \dot{m}_{çıkış} \dot{\epsilon}_{çıkış}$ kütle ile ekserji geçişi akışını, \dot{m} kütleli debiyi $\dot{\epsilon}$ birim kütle ekserjisini, $\dot{E}x_{yıkım}$ tersinmezliklerden dolayı yok olan ekserji akışını göstermektedir.

Yakıt ekserjisi akışı $\dot{E}x_{giren}$

Yakıt ekserjisi hesaplamaları yapılırken yanma havasının çevre şartlarında motora girdiği varsayılmaktadır. Havanın ekserjisinin sıfır olduğu varsayılmaktadır (Uçkun 2004). Buna göre giriş ekserjisinin yakıtın kimyasal ekserjisi olduğu söylenebilmektedir. Buna göre yakıt ekserjisi aşağıdaki denklemle tanımlanmaktadır.

$$\dot{E}x_{giren} = \dot{m}_{yakıt} \dot{\epsilon}_{yakıt} \quad (3.36)$$

Giriş ekserjisi hesaplanabilmesi için ε özgül yakıt ekserjisinin, φ kimyasal ekserji faktörü ile irtibatı (3.37) ifadesi ile verilir.

$$\varepsilon_{yakıt} = H_u \varphi \quad (3.37)$$

% 0.38 hata payı içeren (3.38) ifadesi, yakıtın kütleli temelde hidrojen (h), oksijen (o) ve sülfür (s) oranlarını kullanarak, sıvı yakıtlarda özgül kimyasal ekserjileri hesap edilebilmektedir (Kotas 1995).

$$\varphi = 1.0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0.0432 \frac{o}{c} + 0.2169 \frac{s}{c} \left(1 - 2.0628 \frac{h}{c}\right) \quad (3.38)$$

Efektif güç ekserjisi, $\dot{E}x_W$

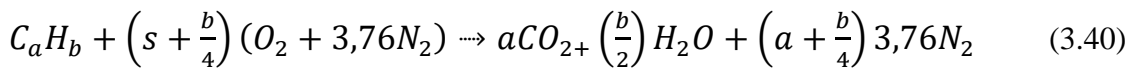
Efektif güç, tork (τ), açısal hız (ω) türünden (3.12) bağıntısıyla ifade edilmek üzere, ekserji gücü ($\dot{E}x_W$) motordan temin edilen efektif güce eşittir.

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (3.39)$$

Egzoz ekserjisi akışı, $\dot{E}x_{egzoz}$

Yanma denkleminin elde edilmesi:

Yanma denklemini kolaylaştırmak için yanma havasının içeriğinde su buharının bulunmadığı ve molar temelde %21 oksijen ve %79 azot içerdiği kabul edilmektedir. Genel anlamda $C_a H_b$ şeklinde verilen hidrokarbon bileşiğe sahip bir yakıt için teorik yanma denklemi (3.40) biçiminde yazılmaktadır.



Bu ifadenin, yakıtta tatbik edilmesi halinde, yakıtın teorik kuramsal yanma denklemi elde edilebilmektedir. Yakıtta gerçek yanma denkleminin bulunabilmesi maksadıyla egzoz gazının emisyon ölçüm sonuçları referans alınmaktadır. İşlem yapılırken havanın içeriğindeki N_2 'nin NO , NO_x gibi gazlara dönüşmediği varsayılmaktadır. Yanmanın tam olduğu varsayılarak karbonmonoksit oluşmadığı kabul

edilmiştir. Ayrıyeten yanmamış hidrokarbon emisyon değerlerinin çok küçük olduğundan yanma denkleminde hidrokarbonlara (HC) yer verilmemiştir.

Yanma ürünlerinin gerçek kütlelerinin bulunması:

Egzoz emisyon ölçümlerinin verileri ile gerçek yanma denklemindeki her bir ürünün mol sayıları tespit edilebilmektedir. Bulunan mol sayıları kullanılarak yakıtın gerçek yanma denkleminin denkleştirilmesi gerçekleştirilmektedir.

$$n_i = \frac{m_i}{M_{a_i}} \quad (3.41)$$

$$m_{egzoz} = \sum M_{a_i} \cdot n_i \quad (3.42)$$

Egzoz gazı bileşenlerinin toplam kütle içindeki oranını veren x_i kütlelesel kesir ifadesi (3.43) ve (3.44) ifadeleri yardımıyla hesaplanabilmektedir.

$$x_i = \frac{m_i}{m_{toplam}} \quad (3.43)$$

$$x_i = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{toplam}} \quad (3.44)$$

Kimyasal denklemler kütle korunumu kanunu esas alınarak denkleştirilmektedir. Motora kütle korunumu kanunu tatbik edilirken egzozdan çıkan gazların %2 kayıpla çıktığı varsayılmaktadır (Sayın 2014). Motor test sonuçlarından elde edilen havanın ve yakıtın kütlelesel debileri toplamı hesaplanarak, egzoz gazı debisi (3.45) bağıntısı ile hesap edilebilmektedir. (3.46) Bağıntısı ile de egzoz gazını oluşturan bileşenlerin debisi hesaplanabilmektedir.

$$\dot{m}_{eg} = (\dot{m}_{yakıt} + \dot{m}_{hava})(0,98) \quad (3.45)$$

$$\dot{m}_i = x_i \dot{m}_{toplam} = x_i \dot{m}_{eg} \quad (3.46)$$

Yanma ürünlerinin toplam ekserjileri

Egzoz ekserjisinden kimyasal ve potansiyel ekserjileri dikkate alınmayarak termomekaniksel ve kimyasal ekserjilerin toplamından oluştuğu ifade edilebilmektedir. Egzoz gazlarında fiziksel ekserji terimi hesaplanması esnasında kullanılan (3.22)

bağıntısında entalpi ve entropi değerleri deneyler esnasında ölçülen egzoz gazı sıcaklığı ve çevrenin sıcaklığı kullanılmak suretiyle hesaplanabilmektedir.

Egzoz gazlarının kimyasal ekserjilerinin hesaplamalarında referans atmosferin molar olarak çeşitli oranlarda ideal gaz karışımlarından meydana geldiği kabul edilmektedir. Atmosferdeki bulunan gaz karışımları ve yüzde oranları Meteoroloji Genel Müdürlüğünün hazırlamış olduğu atmosfer ve bileşenleri verileri Çizelge 3.8 de gösterilmiştir.

Çizelge 3.8. Atmosferdeki gazlar ve oranları (Anonim 2018)

Gaz	Sembol	Kuru Havada (%)
Nitrojen	N2	78,08
Oksijen	O2	20,95
Argon	Ar	0,93
Neon	Ne	0,0018
Helyum	He	0,0005
Hidrojen	H2	0,00006
Xenon	Xe	0,000009

Egzoz gazı bileşenlerinin her birinin birim kütle için toplam ekserjisi, kimyasal ve termomekanik ekserjilerin toplamı biçiminde hesaplanarak (3.47) bağıntısında yerine konmasıyla egzoz ekserji akışı hesaplanabilmektedir.

$$\dot{E}x_{egzoz} = \dot{m}_i \varepsilon_{top_i} \quad (3.47)$$

Soğutma suyu ve ısı transferi yoluyla ekserji akışı, $\dot{E}x_Q$

Ekserji kaybı, bir hal değişimi esnasında yok olan iş potansiyelinin bir seviyesidir (Çalışkan 2009). Isı transferi nedeniyle oluşan ekserji kaybının belirlenebilmesi, sürekli akışlı açık termodinamik bir sistem olarak düşünülen motorda enerjinin korunumu prensibini gösteren (3.6) ifadesi uygulanabilmektedir. Bu sayede ısı transferi yoluyla enerji akışı (Q), soğutma suyu sıcaklığı (T_{ss}) ve çevre sıcaklığı (T_0) kullanılarak ısı transferi yoluyla ekserji akışını anlatan aşağıdaki ifade ile hesaplanabilmektedir.

$$\dot{E}x_Q = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_{ss}}\right) \dot{Q} \quad (3.48)$$

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

Motora giren yakıt ekserjisinin bir miktarı efektif güce dönüştürülmektedir. Bir kısmı egzoz gazları ile dışarı atılmakta, bir kısmı da soğutma suyuna iletilmekte ve silindirden ısı transferi ile yok olmaktadır. Bir kısım ekserji de öncelikle yanma tersinmezliği ve motor içerisindeki diğer tersinmezliklerinden kaynaklanan yıkıma uğramaktadır. Ekserji yıkımı akışı, diğer ekserji terimlerinin ekserji dengesi ifadesi olan (3.35)'de yerine konulması ile hesaplanabilmektedir.

Ekserji verimi, η_{II}

Bir sürecin mükemmel duruma yaklaşmasının bir göstergesi olarak ifade edilen verim çeşitli uygulamaları kıyaslamak ve motor üzerinde çeşitli tesirleri incelemek amacı ile kullanılmaktadır (Rakopoulos ve Giakoumis 2009). Birinci kanun verimine nazaran ikinci kanun verimi termodinamik bakımından değerlendirdiğimizde sistemin performansının daha belirgin göstergesidir. Birinci kanun verimine göre daha mükemmel, belirgin ve gerçekçidir (Moran ve Ark. 2010). Motorda emme manifoldundan motora giren yakıt ekserjisinin ne kadarının faydalı işe çevrildiğinin göstergesi olan ikinci kanun verimi (3.49) ifadesi ile hesap edilebilmektedir.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_W}{\dot{E}x_{giren}} \quad (3.49)$$

Motorda üretilen toplam entropi, $S_{üretim}$

Sürtünme, yakıt hava karışımı, kimyasal reaksiyonlar, sonlu sıcaklık farkı boyunca ısı transferi, fazlaca genleşme, sanki dengeli olmayan sıkıştırma ve genleşme vs. tersinmezlikler sistem entropisini artıran sebeplerdir. Entropi üretimi hal değişimi esnasında bu tarz etkilerin sebep olduğu entropinin bir göstergesidir. Motorda oluşan süreçler esnasında enerjinin niceliği (miktarı) korunurken niteliği azalmaktadır. Ekserji analizinde de hesaplandığı üzere enerjinin faydalı bölümü azalırken beraberinde entropi artışı oluşmaktadır. Motorda üretilen entropi toplamı (3.50) ifadesiyle hesaplanabilmektedir (Çengel ve Boles 2013).

$$S_{üretim} = \frac{\dot{E}x_{yıkım}}{T_0} \quad (3.50)$$

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1. Araştırma Bulguları

Motora enerji ve ekserji analizinin uygulanması için gerekli tüm veriler farklı oranlarda biyoetanol benzin karışımları ile deney motorunun dokuz farklı devir aralığında çalıştırılması anındaki ölçümlerde kaydedilen veriler kullanılmıştır. Ayrıca motorda maksimum torkun elde edildiği 1500 d/d'de Benzin (E0) yakıtı ile çalıştırılması durumu için örnek enerji ve ekserji analizi uygulaması yapılmıştır. Sonrasında ise her yakıt türü ve her ölçüm devri için toplu hesaplama yapılmak suretiyle enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır.

4.1.1. Örnek Hesaplama

4.1.2. Enerji analizi

Efektif güç, \dot{W}

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

Çizelge 4.1. Motor torku (Nm)

Motor d/d	E0	E3	E5	E10	E15
1000	21,88	21,40	20,51	21,01	21,28
1500	22,88	22,71	22,50	22,58	22,36
2000	21,22	21,38	20,80	21,09	20,95
2500	19,12	19,23	18,91	18,93	19,02
3000	15,50	15,64	15,35	15,42	15,50
3500	13,76	13,93	13,82	13,74	13,91
4000	11,71	11,89	11,69	11,59	11,93
4500	9,01	9,21	9,24	8,81	9,41
5000	4,49	2,99	3,29	3,59	2,75

Bütün yakıtlar için motor torku en yüksek değerini 1500 d/d'de almıştır. Benzin E0, E3, E5, E10, E15 yakıtları için sırası ile ortalama tork değerleri; 15.51Nm, 15.38Nm, 15.12Nm, 15.20Nm, 15.24Nm sonuçları elde edilmiştir.

Bu veriler kullanılmak üzere (Benzin E0) ve 1500 d/d için efektif güç (3.12) bağıntısı ile

$$\dot{W} = \frac{\pi N_e \tau}{30} = \frac{\pi(1500)(22.88)}{30} = 3,6kW \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Yakıt enerji akışı, $\dot{E}_{yakıt}$

Literatürde birtakım örnekleri ile karşılaşıldığı gibi, karışım halinde olan yakıtların alt ısıl değerleri, benzin ve biyoetanol yakıtlarının alt ısıl değerleri kullanılarak interpolasyonla elde edilmiştir. Hesap 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 veriler kullanılarak (3.7) ifadesi yardımıyla yakıt enerji akışı hesap edilmiştir.

$$\dot{E}_{yakıt} = 0,00041kg/s * 42600kJ/kg = 17,466kW$$

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

Benzin E0	E3	E5	E10	E15	E100
42,6	42,12	41,8	41,01	40,21	26,7

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

Motor d/d	Benzin E0	E3	E5	E10	E15
1000	0,29	0,29	0,30	0,29	0,31
1500	0,41	0,43	0,44	0,43	0,44
2000	0,52	0,53	0,55	0,55	0,55
2500	0,58	0,59	0,63	0,62	0,64
3000	0,61	0,64	0,67	0,65	0,63
3500	0,65	0,69	0,73	0,71	0,69
4000	0,69	0,73	0,76	0,75	0,74
4500	0,72	0,75	0,79	0,78	0,77
5000	0,72	0,68	0,72	0,71	0,69

Egzoz enerji akışı, \dot{Q}_{egzoz}

Yanmış egzoz gazlarında CO, CO2 ve HC emisyon ölçümleri sırasıyla Çizelge 4.4, Çizelge 4.5, Çizelge ve 4.6'de verilmiştir. Çizelgelerde hacimsel % biriminde verilen CO ve CO2 gazlarının birimlerini g/kWh'a dönüştürme sırasında (Pilusa ve ark. 2012)'nin yayınında yer alan 35.91, 63.47 çarpanları ile işlem yapılmıştır.

Çizelge 4.4. CO emisyon değerleri (hacimsel %)

Motor d/d	Benzin E0	E3	E5	E10	E15
1000	1,58	1,96	1,91	1,92	2,22
1500	1,57	1,67	1,73	1,60	1,80
2000	1,60	1,80	1,76	1,78	1,99
2500	1,46	1,60	1,76	1,70	1,89
3000	1,39	1,52	1,57	1,44	1,67
3500	1,16	1,17	1,30	1,27	1,37
4000	1,18	1,21	1,19	1,22	1,35
4500	1,61	1,49	1,45	1,57	1,59
5000	2,06	2,38	2,30	2,30	2,78

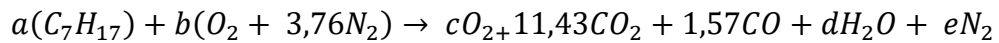
Çizelge 4.5. CO₂ emisyon değerleri (hacimsel %)

Motor d/d	Benzin E0	E3	E5	E10	E15
1000	10,72	10,46	10,55	10,36	10,06
1500	11,43	11,19	11,11	11,16	10,97
2000	11,45	11,24	11,19	11,19	10,84
2500	11,69	11,61	11,57	11,56	11,19
3000	12,03	11,80	11,91	11,92	11,53
3500	12,09	12,09	12,26	12,07	11,91
4000	12,24	12,06	12,16	11,94	11,86
4500	11,90	11,73	11,82	11,76	11,60
5000	11,28	10,62	11,35	10,93	10,06

$$CO_2 \rightarrow 43,7943g/kWh \quad m_{A_{CO_2}} = 44kg/kmol \quad CO_2 \rightarrow \frac{43,7943}{44} = 0,9951mol/kWh$$

$$CO \rightarrow 3,3396g/kWh \quad m_{A_{CO}} = 28kg/kmol \quad CO \rightarrow \frac{3,3396}{28} = 0,1192mol/kWh$$

g/kWh biriminde hesaplanan egzoz gazı bileşenlerinin sonuçları ve egzoz gazı bileşenleri molekül kütlelerinden yararlanılarak ilgili bileşenlerin mol sayıları, gerçek yanma denklemi ve ters yanma analizine göre hesaplanmıştır.



Çizelge 4.6. HC emisyon değerleri (hacimsel ppm)

Motor d/d	Benzin	E3	E5	E10	E15
1000	364	306	328	257	288
1500	302	274	255	227	241
2000	271	245	223	201	211
2500	157	223	202	188	189
3000	213	207	185	175	175
3500	203	198	174	170	162
4000	186	191	171	159	157
4500	170	180	148	156	141
5000	172	205	158	170	270

Çizelge 4.3'de gösterilen yakıt debisi verileri ve Çizelge 4.7'de gösterilen hava debisi verileri kullanılarak hava yakıt oranının hesaplanması yapılmıştır.

Çizelge 4.7. Tüketilen hava miktarı (kg/saat)

Motor d/d	Benzin E0	E3	E5	E10	E15
1000	15,21	15,11	15,31	14,90	15,31
1500	21,85	22,46	22,87	22,05	21,85
2000	27,36	27,77	28,58	27,73	27,56
2500	30,63	30,63	32,67	31,65	31,85
3000	32,26	33,28	34,71	32,87	31,34
3500	34,30	35,93	37,77	35,93	34,30
4000	36,75	37,98	39,61	37,98	36,75
4500	38,08	39,40	40,83	39,61	38,47
5000	37,98	35,53	37,57	35,93	34,30

Hava yakıt oranı gerçek yanma denkleminde CO ve CO₂'in mol sayılarından yararlanarak bulunan yakıtın kütlesi kullanılmak suretiyle havanın kütlesi hesap edilmiştir.

$$H/Y=(21,85\text{kg/h})/(1,476\text{kg/h})$$

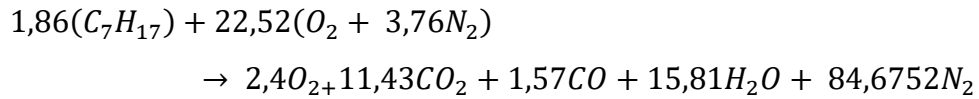
$$H/Y=14,8$$

$$m_{hava} = \left(\frac{H}{Y}\right) (m_{yakıt}) = (14,8)(187,86) = 2780,328\text{kg hava}$$

Havanın kütesinden yola çıkılarak havanın mol sayısı aşağıdaki şekilde hesap edilmiştir.

$$(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow \frac{2780,328kg}{(4,76)(29kg/kmol)} = 20,14mol$$

Egzoz gazı verilerinden yararlanarak yanma denklemi her bileşen için denkleştirildiği zaman gerçek yanma denklemi elde edilmiştir.



Egzoz gazları bileşenlerinin mol kütleleri bilinmesinden dolayı gerçek yanma denkleminde gösterilen mol sayıları ile ait olduğu egzoz bileşeninin mol kütleleri çarpılması ile egzoz bileşenlerinin toplam kütle hesaplanmıştır.

$$m_{AO_2} = 32kg/kmol$$

$$m_{ACO_2} = 44kg/kmol$$

$$m_{ACO} = 28kg/kmol$$

$$m_{AH_2O} = 18kg/kmol$$

$$m_{AN_2} = 28kg/kmol$$

Yukarıda işlemleri yapılan yanma denklemindeki egzoz gazı bileşenlerinin mol sayıları kullanılarak yanma sonucunda meydana gelen toplam kütle miktarı hesap edilmiştir.

$$m_{top} = 2,4(m_{AO_2}) + 11,43(m_{ACO_2}) + 1,57(m_{ACO}) + 15,81(m_{AH_2O}) + \\ 84,6752(m_{AN_2})$$

$$m_{top} = 2,4(32) + 11,43(44) + 1,57(28) + 15,81(18) + 84,6752(28)$$

$$m_{top} = 3279,1656kg$$

Kimyasal denklemlerin denkleştirilmesi kütlelerin korunumu kanununa uygun olarak, egzozdan çıkan gazların % 2 kayıpla çıktığı varsayılır ise, egzoz gazları kütleli debisi, hava ve yakıt kütleli debilerinin toplamından kayıpların çıkarılması ile hesaplanabilmektedir (Uçkun 2004). Dolayısıyla motor test sonuçlarından elde edilen yakıt kütleli debisi ve havanın kütleli debileri kullanılarak egzoz kütleli debisi hesap edilmiştir.

$$\dot{m}_{egzoz} = (\dot{m}_{yakıt} + \dot{m}_{hava})(0,98)$$

$$\dot{m}_{egzoz} = (0,00041 + 0,00607)(0,98)$$

$$\dot{m}_{egzoz} = 0,0063504 \text{ kg/s}$$

Hesaplanan egzoz debisi değeri kullanılmak suretiyle (3.43) ve (3.44) ifadelerine uygun işlem yapılarak egzoz bileşenlerinin her birinin kütleli kesirleri hesaplanmıştır.

Çizelge 4.8. Yanma ürünlerinin mol kesri ve gerçek kütleleri

Egzoz gazı	m_i kg	m_{top} kg	$x_i = m_i/m_{top}$	\dot{m}_{egzoz} (kg/s)	$\dot{m}_i = x_i \dot{m}_{top}$ (kg/s)
N ₂	2370,9056	3279,1656	0,723021	0,0063504	0,004591
H ₂ O	284,58	3279,1656	0,086784	0,0063504	0,000551
CO ₂	502,92	3279,1656	0,153368	0,0063504	0,000974
CO	43,96	3279,1656	0,013406	0,0063504	0,000085
O ₂	76,8	3279,1656	0,023421	0,0063504	0,000148

Çizelge 4.8'de hesaplanan egzoz gazı bileşenleri kütleli debi verileri ve Çizelge 4.9'da verilen egzoz bileşenlerine ait entalpi değerleri ile (3.13) bağıntısı kullanılarak işlem yapılmıştır.

$$\dot{Q}_{egzoz} = \dot{m}_{egzoz} \cdot h_{egzoz}, \quad \dot{Q}_{egzoz} = 0,0063504 \text{ kg/s} * 488,81 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{egzoz} = 3,11 \text{ kW}$$

Çizelge 4.9.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	20819,6	743,557	8868,5	316,732	217,061	192,160
H ₂ O	24351,2	1352,844	10134	563	218,982	189,479
CO ₂	27472,9	624,384	9619	218,614	251,157	214,531
CO	20908,4	746,729	8868,5	316,732	223,263	198,201
O ₂	21415	669,219	8736	273	231,686	205,695

Kayıp enerji akışı, $\dot{Q}_{kayıp}$

Önceki bölümde verilen (3.6) ifadesi kullanılarak hesap edilmiştir.

$$\dot{Q}_{kayıp} = \dot{E}_{yakıt} - (\dot{W} - \dot{Q}_{egzoz})$$

$$\dot{Q}_{kayıp} = 17,47kW - (3,6kW - 3,11kW) = 10,76kW$$

Özgül yakıt tüketimi, $bsfc$

Motorun birim efektif gücü için tükettiği yakıtın (g/kWh) cinsinden ifadesi olan özgül yakıt tüketimi (3.15) ifadesi ile hesaplanmıştır.

$$bsfc = \frac{\dot{m}_{yakıt}}{\dot{W}} = \frac{0,00041kg/s}{3,6kW} = 0,41g/kWh$$

Termal verim, η

Termal verim (3.16) ifadesi kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_{yakıt}} = \frac{3,6kW}{17,466kW} = 0,206 \text{ Veya } \%20,6 \text{ termal verim.}$$

4.1.3. Ekserji analizi

Yakıt ekserji akışı, $\dot{E}x_{yakıt}$

Motora kütleli debi girişinden meydana gelen giriş ekserjisi, yakıt ekserjisi ve havanın ekserjisinden meydana gelmektedir. Ancak yanma havasının motora çevre koşullarında girdiği kabulüyle havanın ekserjisinin etkisi ihmal edilebilmektedir. Yakıt içindeki maddelerin kütleli olarak yüzde oranları Çizelge 4.10'da, yakıtların h/c , o/c , s/c oranları ise Çizelge 4.11'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.10. Yakıt içindeki maddelerin kütleli yüzde oranları

	Benzin E0	E3	E5	E10	E15	E100
Karbon (%)	86,5	85,471	84,785	83,07	81,355	52,2
Hidrojen (%)	13,5	13,488	13,48	13,46	13,44	13,1
Oksijen (%)	0-0	1,041	1,735	3,47	5,205	34,7

Çizelge 4.11. Yakıtların H/C, O/C oranları

	Benzin E0	E3	E5	E10	E15	E100
H/C	0,156069	0,157808	0,158990	0,162032	0,165202	0,250958
O/C	-	0,012180	0,020464	0,041772	0,063979	0,664751

Çizelge 4.11'de hesaplanan oranlar kullanılmak suretiyle her bir yakıt için kimyasal ekserji faktörü φ (3.38) bağıntısı yardımı ile hesaplanmıştır. Hesaplanan kimyasal ekserji faktörleri ve alt ısıl değerleri kullanarak özgül yakıt ekserjisi $\varepsilon_{yakıt}$ (3.37) bağıntısı ile hesaplaması yapılmıştır.

$$\varphi = 1.0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0.0432 \frac{o}{c} + 0.2169 \frac{s}{c} \left(1 - 2.0628 \frac{h}{c}\right)$$

$$\varphi = 1.0401 + 0,1728(0,156069) + 0.0432(0) + 0.2169(0) \left(1 - 2.0628(0,156069)\right)$$

$$\varphi = 1,0670687$$

$$\varepsilon_{yakıt} = 1,0670687 * (42600 \text{ kJ/kg})$$

$$\varepsilon_{yakıt} = 45457,13 \text{ kJ/kg}$$

Özgül yakıt ekserjisi ve yakıt ekserjisi arasındaki bağlantıyı veren (3.36) ifadesi kullanılmak suretiyle motora giren ekserji akışı hesap edilmiştir.

$$\dot{E}x_{giren} = \dot{m}_{yakıt} \epsilon_{yakıt}$$

$$\dot{E}x_{giren} = (0,00041 kg/s)(45457,13 kJ/kg)$$

$$\dot{E}x_{giren} = 18,637 kW$$

Efektif güç ekserji akışı, $\dot{E}x_W$

Efektif güç motordan elde edilen net güç olmasından ekserji gücüne eşittir.

$$\dot{E}x_W = \dot{W} = 3,6 kW \text{ Sonucu elde edilmiştir.}$$

Egzoz ekserji akışı, $\dot{E}x_{egzoz}$

Çizelge 4.12'de egzoz gazlarının yakıtın ve devir sayısının değişimi ile bağlantılı olarak ölçülen egzoz manifold sıcaklık değerleri verilmiştir. Bu veriler ve Çizelge 4.13'te verilen çevre sıcaklığı verileri kullanılarak egzoz gazlarının entalpi ve entropi değerleri özellik tablolarından hesaplanmıştır (Çengel ve Boles 2013).

Çizelge 4.12. Egzoz gaz sıcaklıkları ($^{\circ}C$)

Motor d/d	Benzin E0	E3	E5	E10	E15
1000	384	384	383	400	382
1500	434	415	420	433	414
2000	456	441	457	455	438
2500	471	464	473	478	461
3000	492	484	494	500	487
3500	504	503	511	520	510
4000	532	518	522	536	529
4500	550	534	545	546	541
5000	562	554	552	565	544

Çizelge 4.13. Çevre sıcaklığı verileri ($^{\circ}C$)

Benzin E0	E3	E5	E10	E15
32	29	29	28	30

Çizelge 4.12 de verilen egzoz gazı sıcaklık verileri ile her bir bileşenin entalpi ve entropi değerlerinden yola çıkarak egzoz ekserji akışı hesap edilmiştir. Egzoz ekserji akışı termomekaniksel ve kimyasal ekserjileri içerdiğinden yanma ürünlerinin ekserjileri Çizelge 4.14'de gösterildiği gibi bu iki ekserji faktörünün toplamı ile hesaplanmıştır.

\bar{R} Evrensel gaz sabiti, T_0 çevre sıcaklığı, y egzoz gazı bileşeninin mol kesri, y^e referans çevredeki bileşenin mol kesri olarak ifade edilmiştir.

Çizelge 4.14. Egzoz bileşenleri ekserjileri

Egzoz gazı	$\varepsilon_{tm} = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$ (kJ/kmol)	$\varepsilon_{kim} = \bar{R}T_0 \ln \frac{1}{y^e}$ (kJ/kmol)	$\varepsilon_{top} = \varepsilon_{tm} + \varepsilon_{kim}$ (kJ/kmol)	ε_{top} (kJ/kg)
N ₂	4414,55	795,8	5210,376	186,085
H ₂ O	5218,663	5049,6	10268,235	570,458
CO ₂	6682,97	5874,3	12557,314	285,394
CO	4395,807	10918,7	15314,462	546,945
O ₂	4604,6535	9830,8	14435,428	451,107

Toplam egzoz ekserji akışı, egzoz gazı bileşenlerinin her birinin ekserjisinin kütle miktarları ile çarpılması ve (3.47) bağıntısındaki ifade ile aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{E}x_{egzoz} = \dot{m}_{N_2} \varepsilon_{topN_2} + \dot{m}_{O_2} \varepsilon_{topO_2} + \dot{m}_{H_2O} \varepsilon_{topH_2O} + \dot{m}_{CO_2} \varepsilon_{topCO_2} + \dot{m}_{CO} \varepsilon_{topCO}$$

$$\dot{E}x_{egzoz} = 2,038kW$$

Soğutma suyu ve ısı transferi ile ekserji akışı, $\dot{E}x_{soğutma}$

Enerji analizinde temel konulardan biri olan kayıp enerji akışı $\dot{Q}_{kayıp}$, soğutma suyu ve ısı transferi ile ekserji akışının hesaplanmasında kullanılmıştır. Çizelge 4.15'te verilen soğutma suyu sıcaklıkları ve çizelge 4.13'te verilen çevre sıcaklıkları işleme dâhil edilerek (3.48) bağıntısı yardımıyla soğutma suyu ve ısı transferi ekserjisi hesap edilmiştir.

Çizelge 4.15 Soğutma suyu sıcaklıkları (°C)

Motor d/d	Benzin E0	E3	E5	E10	E15
1000	75	73	72	73	69
1500	76	75	74	76	73
2000	81	79	79	80	76
2500	83	82	84	82	80
3000	87	86	87	85	83
3500	88	88	89	85	85
4000	89	87	87	88	88
4500	88	88	90	88	89
5000	89	89	89	86	88

$$\dot{E}x_{soğutma} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_{ss}}\right) Q_{kayıp} = \left(1 - \frac{305K}{349K}\right) (10,76kW)$$

$$\dot{E}x_{soğutma} = 1,357kW$$

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

Hesaplanan her bir ekserji akışı terimi ekserji dengesini gösteren (3.57) ifadesinde yerine konulması suretiyle ekserji yıkım akışı hesaplanmıştır.

$$\dot{E}x_{yıkım} = \dot{E}x_{giren} - (\dot{E}x_W + \dot{E}x_{ısı} + \dot{E}x_{çıkan})$$

$$\dot{E}x_{yıkım} = 11,775kW$$

Ekserji verimi, η_{II}

Motor yanma odasına giren yakıt ekserjisinin işe dönüşen kısmının ifadesi olan ikinci yasa verimi aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_W}{\dot{E}x_{giren}} = \frac{3,6kW}{18,637kW} = 0,193 \text{ veya } \%19,3$$

Motorda üretilen toplam entropi, $S_{üretim}$

Moleküler düzensizliğin bir ölçüsü olan entropi motordaki yıkım ve referans çevre için (3.50) ifadesi kullanılmak suretiyle aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$S_{üretim} = \frac{\dot{E}x_{yıkım}}{T_0} = \frac{11,909kW}{305K} = 0,039kW/K$$

4.2. Sonuç ve Tartışma

Bu tezde Necmettin Erbakan Üniversitesi Seydişehir Meslek Yüksekokulu, Otomotiv Teknolojisi Programı laboratuvarında iki silindirli MPI bir benzinli motorda yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler kullanılarak motora enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Enerji analizinin uygulanmasıyla efektif güç, yakıt enerjisi, ısı kayıp, ısı verim ve özgül yakıt tüketimi hesap edilirken ekserji analizinde, yakıt ekserjisi, ekserji yıkımı, egzoz ekserjisi, net ekserjetik güç, ekserji verimi, soğutma suyu ekserjisi ve motorda üretilen toplam entropi hesaplanmıştır. Deneyler sırasında yakıt olarak benzin (E0), benzin ve biyoetanol yakıtlarının farklı oranlarda karıştırılması ile elde edilen 4 farklı yakıt numunesi, (E3), (E5), (E10), (E15) kullanılmıştır. Bu yakıtların kullanılması neticesinde elde edilecek analiz sonuçları için referans olması bakımından şahit deneyler saf benzin yakıtının kullanılması durumunda tekrarlanmıştır. Deneyler 1000d/d ile 5000d/d arasında 9 farklı devir sayısı için gerçekleştirilmiştir.

4.2.1. Enerji analizi

(Benzin E0), (E3), (E5), (E10), (E15) yakıt numuneleri için 1000d/d, 1500d/d, 2000d/d 2500d/d, 3000d/d, 3500d/d, 4000d/d, 4500d/d, 5000d/d için enerji analizi sonuçları Şekil 4.1-Şekil 4.9'da verilmiştir.

Yakıt enerjisi akışı, yakıtın yoğunluğu (yakıtın molekül kütlesi), yakıt buharının hacmi sebebiyle yer değiştiren havanın ölçüsü, alt ısı değer ve termal verimle ilgili bir göstergedir (Caton 2010).

Yakıtlar karşılaştırıldığı zaman tüm devirlerde en yüksek yakıt enerjisi değerinin en yüksek alt ısı değere sahip olmasından dolayı benzin yakıtına ait olması beklenmektedir. Fakat yakıt enerjisinin farklı devirlerde farklı yakıtlar için maksimum değerler alması yakıtların debilerindeki değişime bağlanabilir. Devir sayıları bakımından incelendiğinde yakıt enerjisindeki artış, yakıtın debisinin ve motor torkunun devre bağlı artışı ile orantılıdır.

Tüm devirler için maksimum efektif gücün benzin yakıtı ile elde edilmiş olmasında, motor torkunun benzin yakıtı ile çalışmasında daha yüksek olmasına bağlıdır. Maksimum efektif güç 3500d/d'de (E3) yakıtı ile elde edilmiştir. Biyoetanol katkı oranının artırılmasında efektif güç oranında bir miktar azalma gözlemlenmiştir. Ölçüm yapılan tüm devirlerde en düşük efektif güç 5000d/d'de (E15) yakıtı ile alınmıştır.

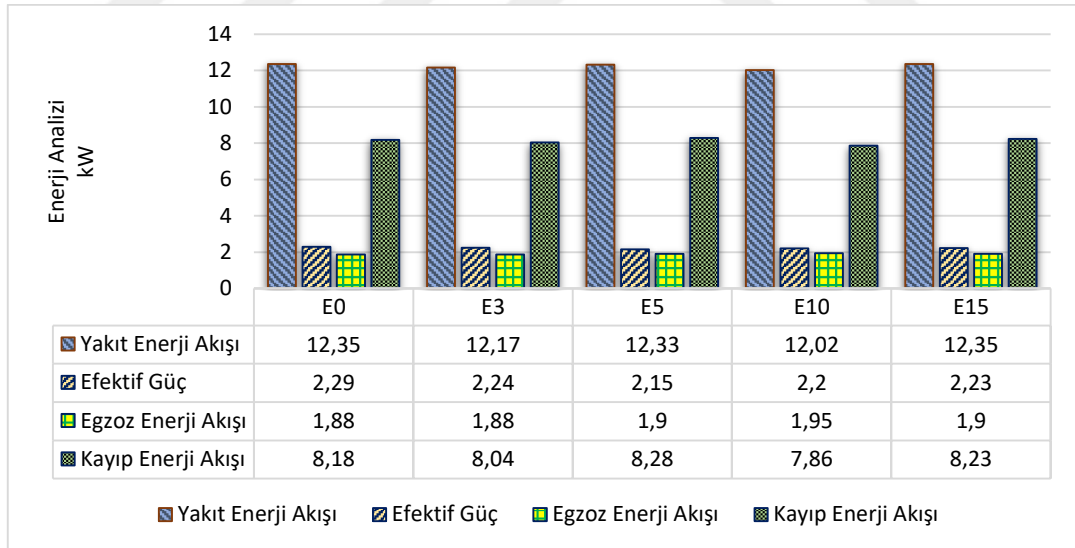
Deneyler akabinde en yüksek torkun elde edildiği devir sayısının, E0 yakıtı için 1500 d/d 21,22Nm iken diğer yakıtlar ise sırası ile E3 1500d/d 22,71Nm, E5 1500d/d 22,5Nm, E10 1500d/d 22,58Nm, E15 1500d/d 22,36Nm olarak ölçülmüştür. Benzine katılan biyoetanol oranı arttırıldıkça bir miktar tork azalması gözlemlenmiştir.

Egzozdan atılan enerjide egzoz gazı sıcaklıklarına bağlı olarak paralel artış gözlemlenmiştir. Tüm devirler incelendiğinde yakıtlar arasında en az egzoz enerji akışına sahip olan E0 ve E3 yakıtı 1000d/d da 1,88kW olarak ölçülmüştür.

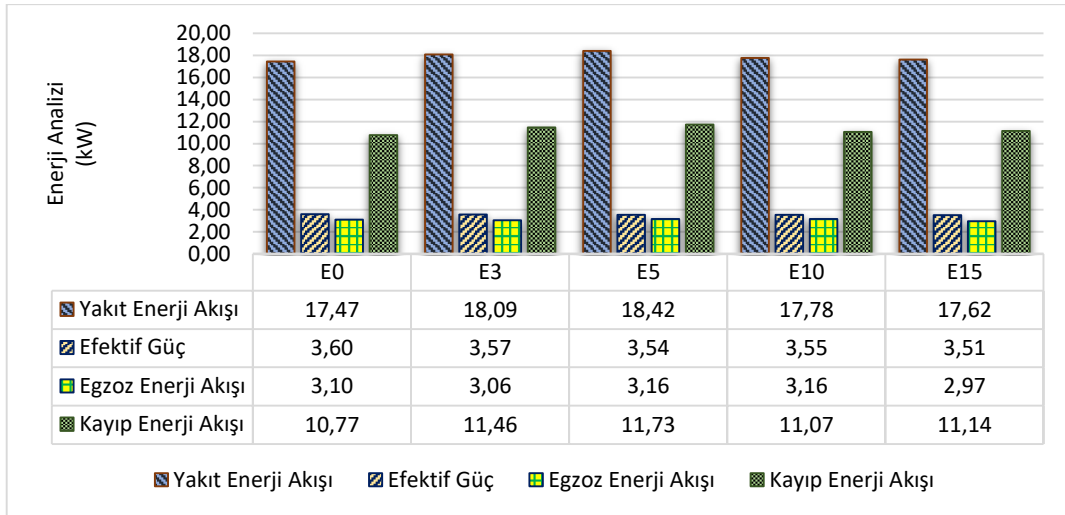
Kayıp enerji akışı incelendiğinde minimum kayıp 1000d/d'de E3 yakıtında 8,04kW ölçülmüştür.

Yakıt içeriğindeki oksijen genel anlamda yanmayı bir miktar iyileştirmiş, HC ve CO₂ oranlarında azalmaya sebep olurken CO oranında artışlar gözlemlenmiştir. Bu durum yakıtın artan kütsel debisi ile ilgili olduğu düşünülmektedir.

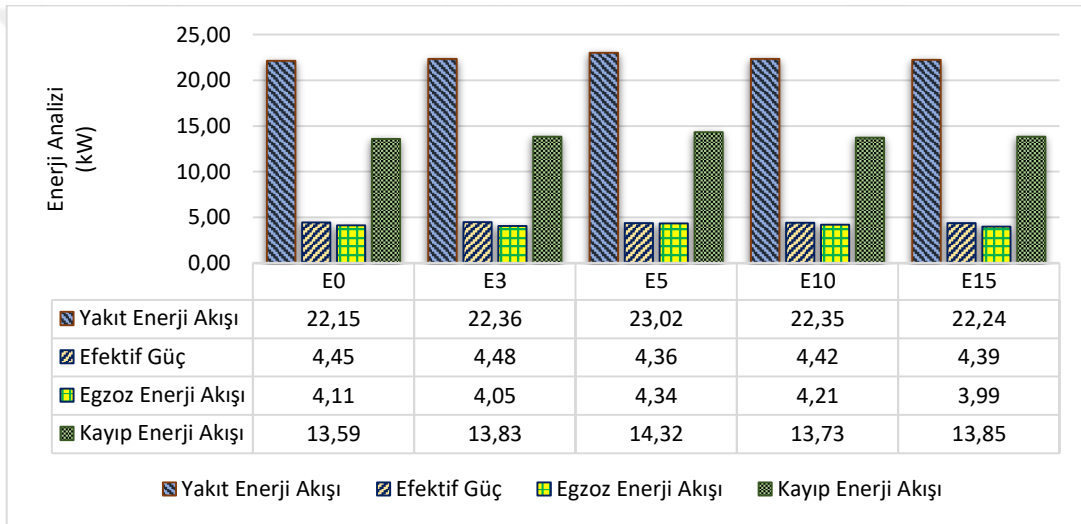
Enerji analizi parametrelerinden biri olan diğer kayıplar iletim, taşınım ve ışımla sistem duvarlarından olan ısı transferlerini de içermektedir. Isı transferinden dolayı meydana gelen kayıplar yanma odası duvarlarının yalıtılması ile azaltılabilir (Çanakçı ve Hoşöz 2006).



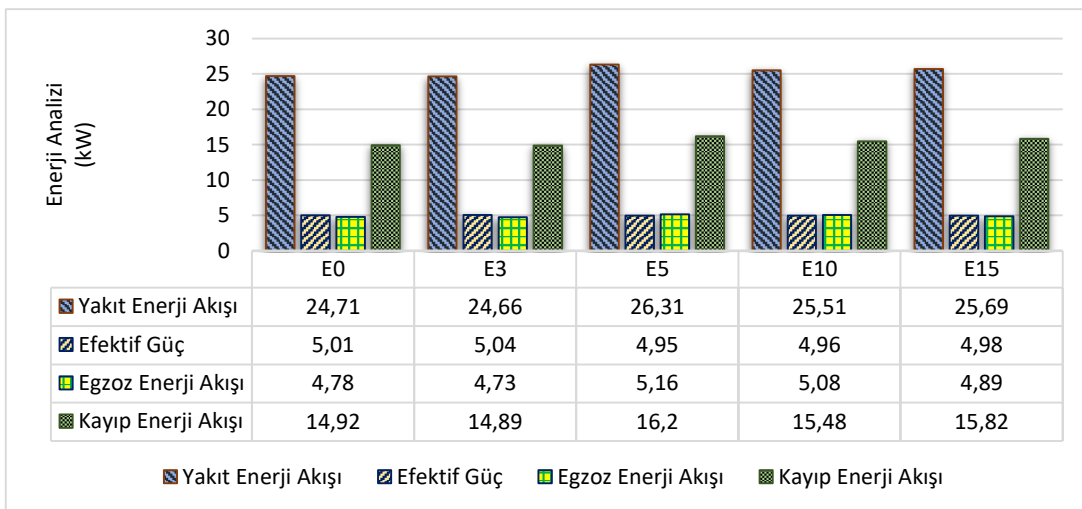
Şekil 4.1. 1000 d/d için yakıtların enerji analizi sonuçları



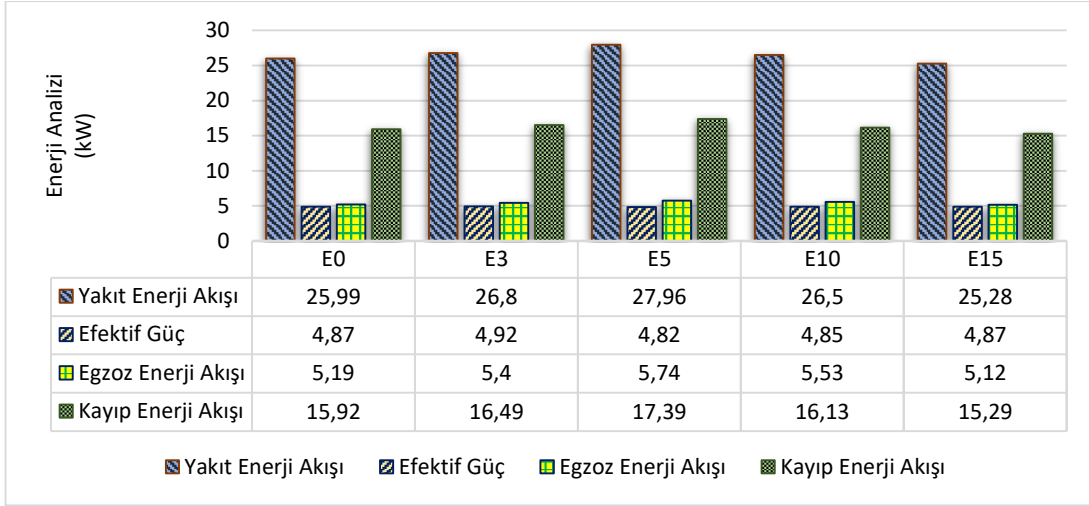
Şekil 4.2. 1500 d/d için yakıtların enerji analizi sonuçları



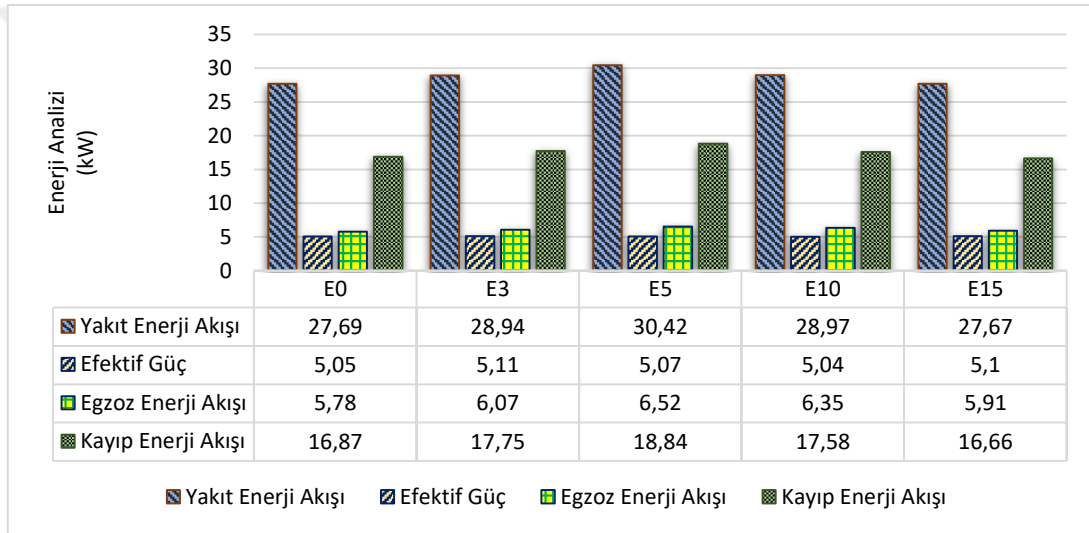
Şekil 4.3. 2000 d/d için yakıtların enerji analizi sonuçları



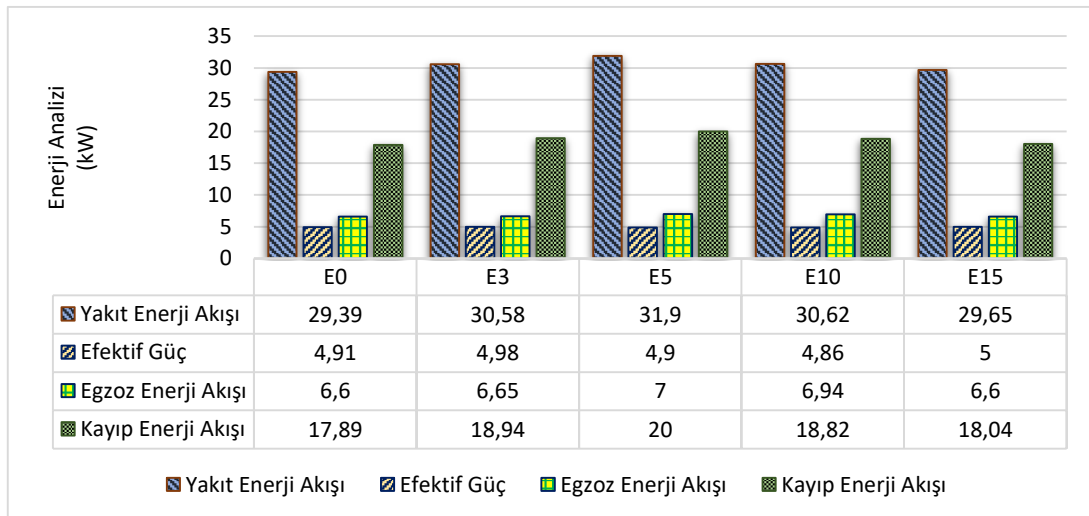
Şekil 4.4. 2500 d/d için yakıtların enerji analizi sonuçları



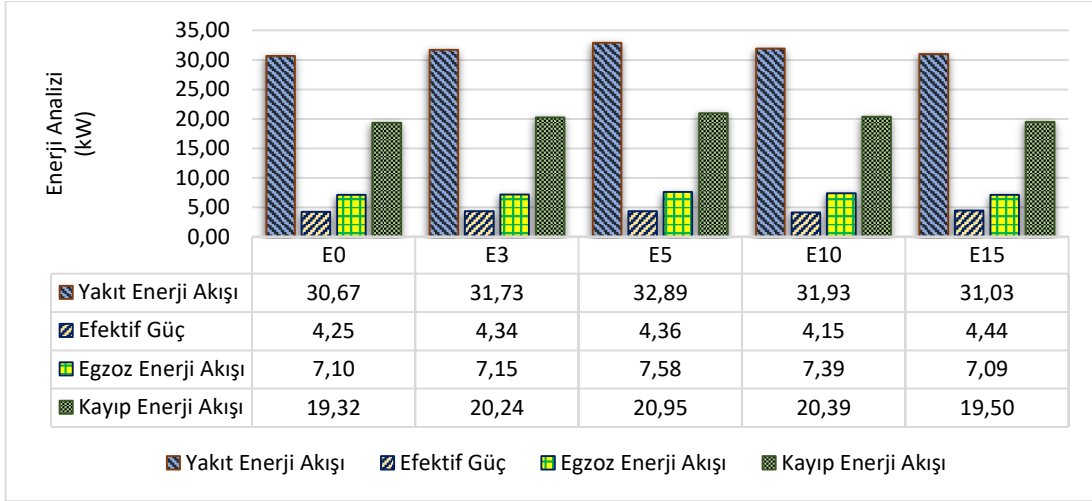
Şekil 4.5. 3000 d/d için yakıtların enerji analizi sonuçları



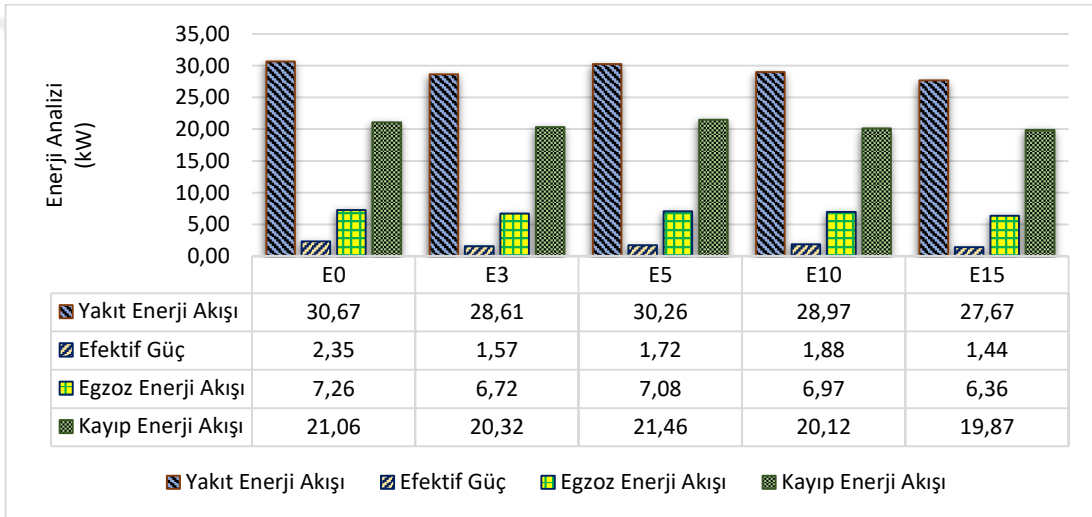
Şekil 4.6. 3500 d/d için yakıtların enerji analizi sonuçları



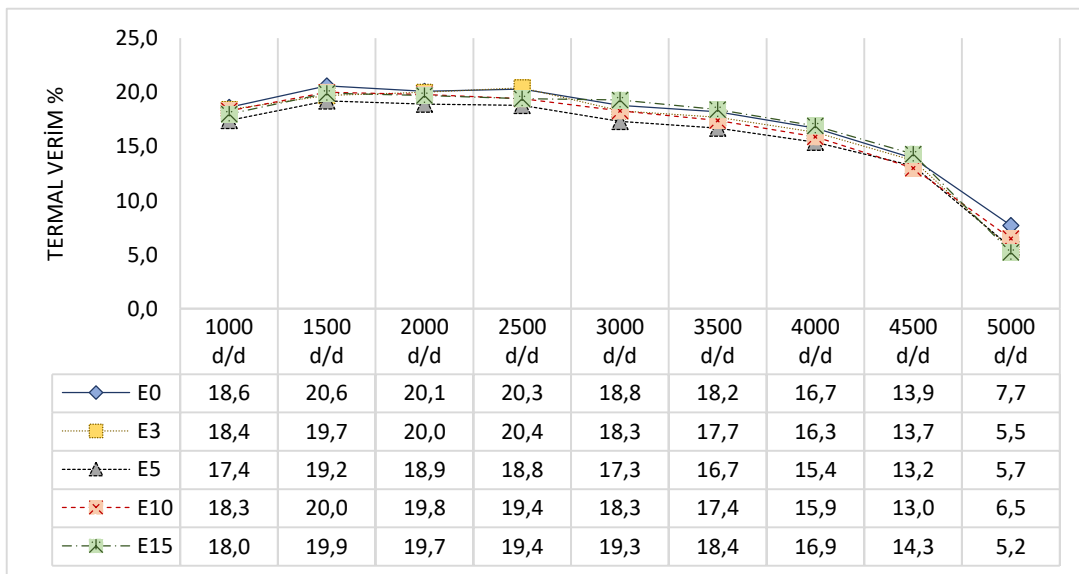
Şekil 4.7. 4000 d/d için yakıtların enerji analizi sonuçları



Şekil 4.8. 4500 d/d için yakıtların enerji analizi sonuçları



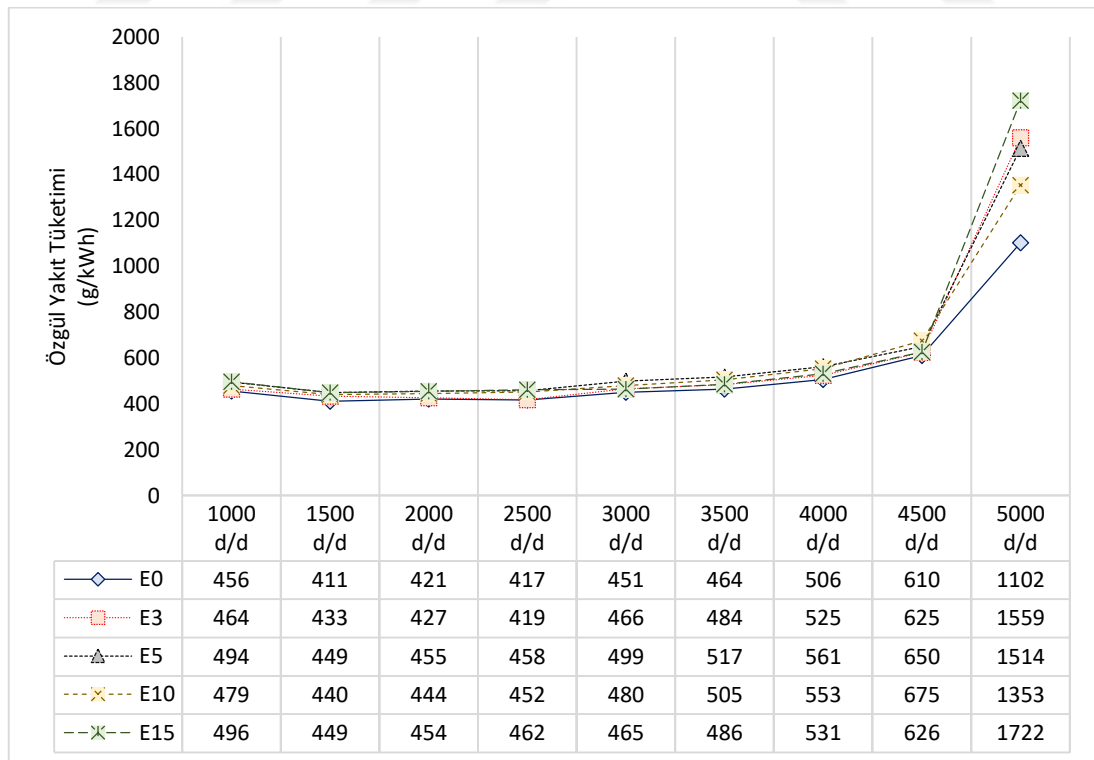
Şekil 4.9. 5000 d/d için yakıtların enerji analizi sonuçları



Şekil 4.10. Yakıtların termal verimlerinin devir sayısına göre değişimi

Termal verimin yakıt çeşitlerine ve devir sayısına göre değişimi Şekil 4.10'de gösterilmiştir. Şahit deney yakıtı olarak kullanılan (Benzin E0) yakıtı dışındaki yakıtlar göz önüne alındığında termal verim yakıt içindeki biyoetanol oranına bağlı olarak bazen artış çoğunlukla da azalma göstermiştir. Bu artışın özellikle 2500d/d devir sayısında E3 yakıtında gözlenmiş olmasına rağmen diğer devirlerde Benzin E0 yakıtına göre düşük olduğu gözlenmiştir. Diğer E5, E10, E15 yakıtlarında ise benzin E0 yakıtına göre termik verimlerinin düşük olduğu gözlenmiştir. En belirgin verim düşüşü E15 yakıtında 5000d/d devirde olduğu gözlemlenmiştir. Yakıtlar içindeki biyoetanol oranındaki artışın termal verimde artış meydana getirmesinin nedeni, biyoetanol içeriğindeki oksijen nedeniyle belirli yakıt karışım oranları ile motorda daha iyi bir yanma gerçekleşmesidir. 2500d/d' da E3 yakıtında maksimum %20,4 termal verim şahit deney yakıtı olan Benzin E0 yakıtının veriminden yüksek olduğu ve aynı zamanda yapılan deneylerde en yüksek termal verim olduğu tespit edilmiştir.

Benzin E0 yakıtı için en yüksek termal verim, en yüksek torkun elde edildiği devir 1500d/d % 20,6 sayılarında olarak hesaplanmıştır. Genellikle termal verimin tüm devir sayıları için bakıldığında (E0)>(E3)>(E5)>(E10)>(E15) şeklinde olduğu görülmüştür.

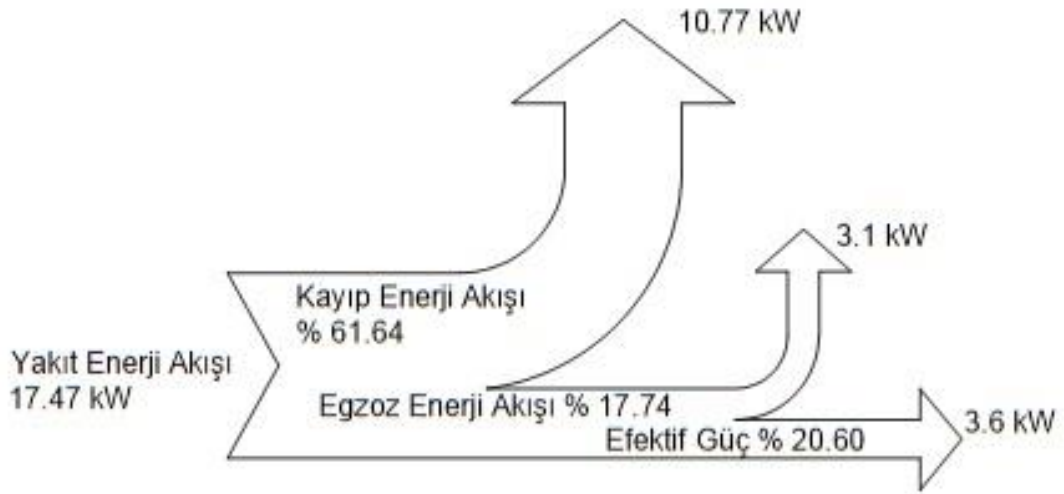


Şekil 4.11. Özgül yakıt tüketiminin yakıt tüketimine ve devir sayısına bağlı değişimi

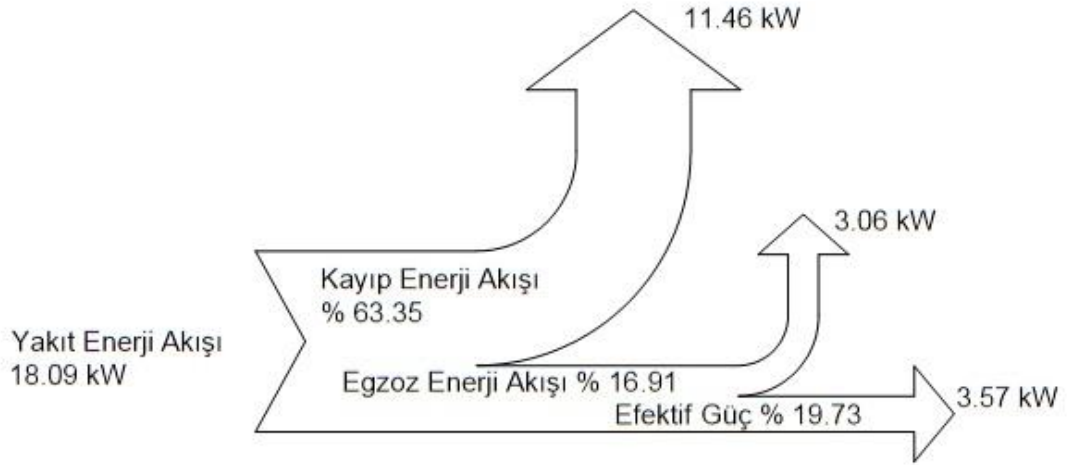
Yakıtın kütleli debisinin motordan alınan güce oranı olarak tanımlanan özgül yakıt tüketiminin yakıt türüne ve devir sayısına bağlı değişimleri Şekil 4.11'de gösterilmektedir. Özgül yakıt tüketimi ifadesi ile alakalı olarak yakıtın alt ısıl değeri ile ters orantılı bir göstergedir. Yakıtlar bakımından değerlendirme yapıldı zaman en fazla özgül yakıt tüketiminin (E15) yakıtında ölçülmesinin temel nedeni bu yakıtın alt ısıl değerinin diğerlerine kıyasla küçük olmasıdır. Karışımlarda biyoetanol oranının artışı alt ısıl değerini azaltmasından dolayı motordan aynı miktarda güç elde etmek için gerekli yakıt debisi artmaktadır. Tüm devir sayıları için özgül yakıt tüketiminin benzin E0 yakıtında daha düşük olması, benzin alt ısıl değerinin biyoetanol yakıtına göre daha yüksek olmasıdır. Özgül yakıt tüketimi tüm yakıt numunelerinde, en yüksek torkun elde edildiği 1500d/d devir sayısında yaklaşık olarak en düşük değerlerini almıştır.

Bu 1500d/d devir sayısında E15 yakıtının özgül yakıt tüketimi benzin E0 yakıtına oranla yaklaşık olarak % 7 artmıştır.

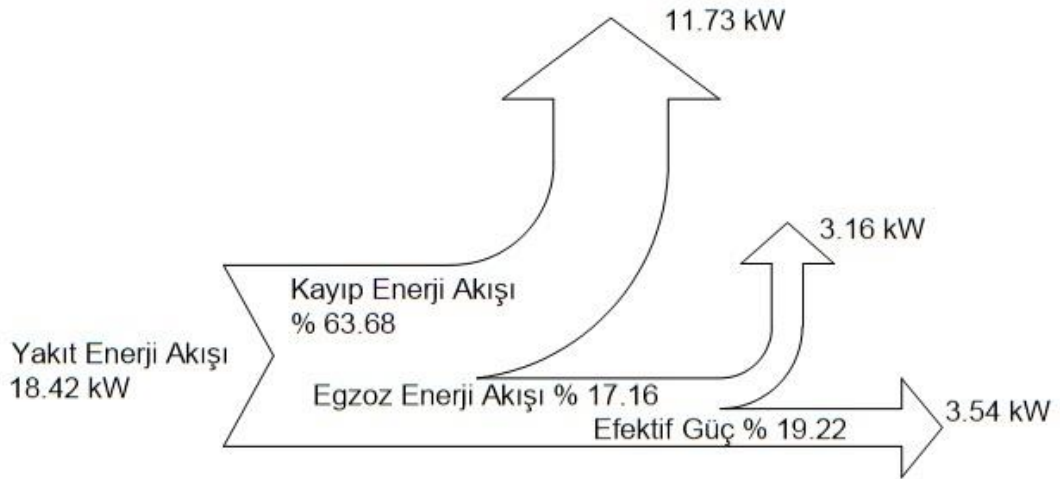
Motorun 1500 d/d devrinde farklı yakıt numuneleri ile çalışması durumu için elde edilen enerji analizi sonuçları, Şekil 4.12-Şekil 4.16'da görülen Sankey/Grassmann (Enerji) Diyagramı ile ifade edilmiş, enerji yüzdeleri de diyagramda gösterilmiştir.



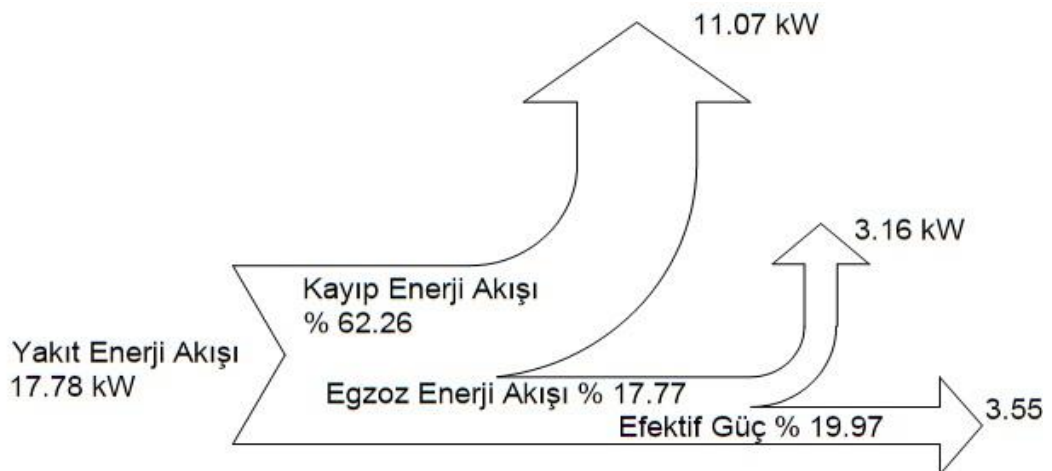
Şekil 4.12. 1500 d/d devrinde benzin E0 yakıtı ile motorda enerji dağılımı



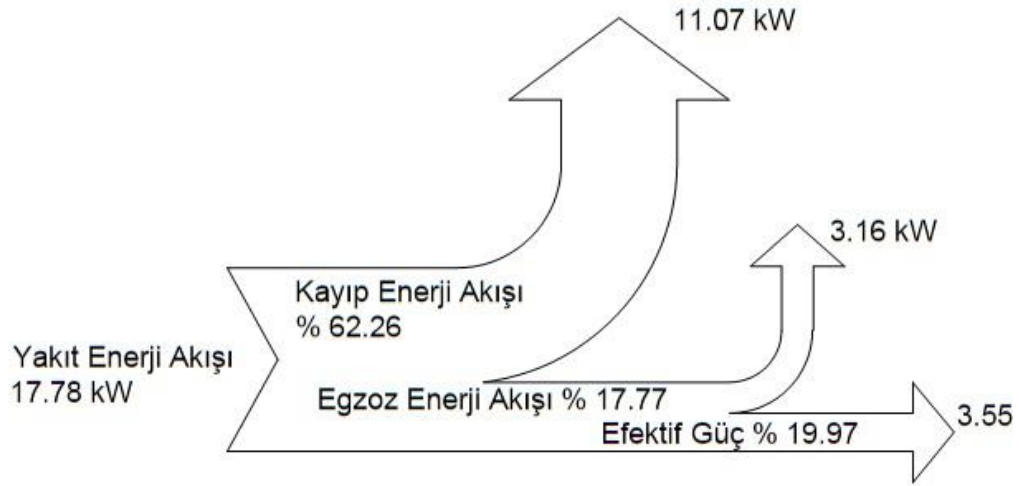
Şekil 4.13. 1500 d/d devrinde benzin E3 yakıtı ile motorda enerji dağılımı



Şekil 4.14. 1500 d/d devrinde benzin E5 yakıtı ile motorda enerji dağılımı



Şekil 4.15. 1500 d/d devrinde benzin E10 yakıtı ile motorda enerji dağılımı



Şekil 4.16. 1500 d/d devrinde benzin E15 yakıtı ile motorda enerji dağılımı

4.2.2. Ekserji analizi

Deneylerde kullanılan Benzin E0, E3, E5, E10, E15 yakıt numuneleri için 1000d/d, 1500d/d, 2000d/d, 2500d/d, 3000d/d, 3500d/d, 4000d/d, 4500d/d, 5000d/d motor devirlerinde ekserji analizi sonuçları Şekil 4.17-Şekil 4.26'da gösterilmiştir. Bu şekillerde her devir için deney çalışmalarında kullanılan yakıt numunelerinin ekserji akışı, efektif güç ekserji akışı, egzoz ekserji akışı, ısı transferi yoluyla ekserji akışı ve ekserji yıkımı akışı aynı grafik üzerinde sunulmuştur. Aşağıda her ekserji göstergesinin değişim sebepleri açıklanmıştır.

Yakıt ekserji akışı, üst ısıl değer ve yakıt debisinin bir fonksiyonu olması sebebiyle yakıt enerji akışı ile benzer özelliğe sahip bir göstergedir. Yakıt ekserji akışının diğer bir ilgili değişkeni de kimyasal ekserji faktörünün birden büyük değer alması, yakıt enerji akışından büyük olma nedenini göstermektedir. Bu durumda yakıt ekserji akışının, yakıt enerji akışından E0, E3, E5, E10, E15 için ortalama olarak sırasıyla %6,2, %6,4, %6,4 %6,5, %6,7 daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Yakıt numuneleri kıyaslandığında yakıt enerji akışındaki hallere benzer biçimde düşük devirlerde yakıt ekserji akışının maksimum değeri konusunda istikrarlı bir artış gözlenirken, özellikle 4500 d/d'de E5 yakıtında en yüksek yakıt ekserji akışına ulaşmıştır. Motor devri bakımından değerlendirildiğinde devir arttıkça 4500d/d bölgesine kadar istikrarlı bir artış var iken, 5000d/d devrinde ise yakıt ekserji akışı düşüşe geçmiştir. Yakıtların üst ısıl değerleri ve kimyasal ekserji faktörlerinin devir sayısından bağımsız olduğu düşünüldüğünde, yakıt ekserji akışının motor devrine bağlı artışı yakıt debisinin artışına ait olduğu ifade edilebilir. Yakıt ekserji akışı devir sayısı

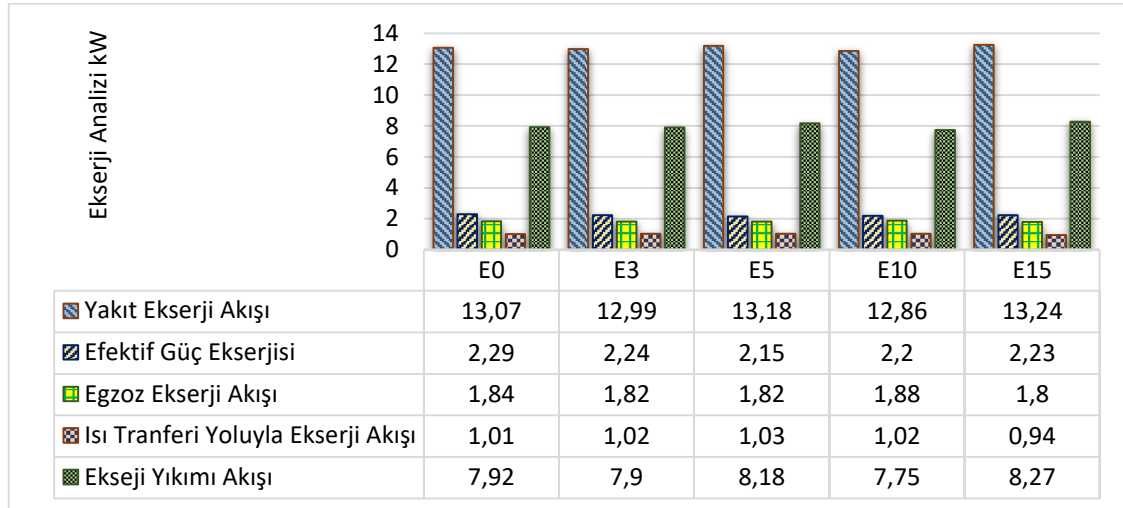
ile alakalı olarak artan yakıt debisi ile arttığı görülmüştür. En çok akış 4500d/d'de sırası ile E0, E3, E5, E10, E15 31,57kW, 32,66kW, 34,09kW, 32,76kW, 31,77kW olduğu gözlemlenmiştir. Yakıt ekserjisinin ortalama değerleri ise E0, E3, E5, E10, E15 için sırayla 26,19kW, 26,57kW, 27,73kW, 26,71kW, 26,1kW olarak hesaplanmıştır. En yüksek ekserji veriminin elde edildiği 1500d/d devir sayısı için yakıt ekserji akışı sırasıyla 18,77kW, 19,31kW, 19,68kW, 19,02kW, 18,89kW değerlerini aldığı tespit edilmiştir.

Egzoz gazları ile taşınan ısı enerjisini anlatan egzoz ekserji akışı egzoz gazı sıcaklıklarındaki artışlara paralel bir artışa sahiptir. Ayrıyeten CO ve HC emisyonlarındaki artış da egzoz ekserji akışını artıran sebepler arasında yer almaktadır. Yakıtlar bakımından değerlendirme yapıldığında egzoz ekserji akışı, tüm yakıt numuneleri ve tüm devir sayılarındaki ortalamaları alındığında en yüksek değer E10 yakıtında 2,27kW gözlemlenmiştir. Egzoz ekserji akışının ortalama değerleri, ise E0, E3, E5, E10, E15 için sırasıyla 2,25kW, 2,21kW, 2,24kW, 2,27kW, 2,21kW olarak hesaplanmıştır. En düşük değer de E3 ve E15 yakıtlarında sırasıyla 1,84kW ile 2,48kW ve 1,8kW ile 2,41kW arasında çeşitli değerler almak üzere diğer yakıt numunelerine göre en küçük egzoz ekserji akışları olduğu tespit edilmiştir.

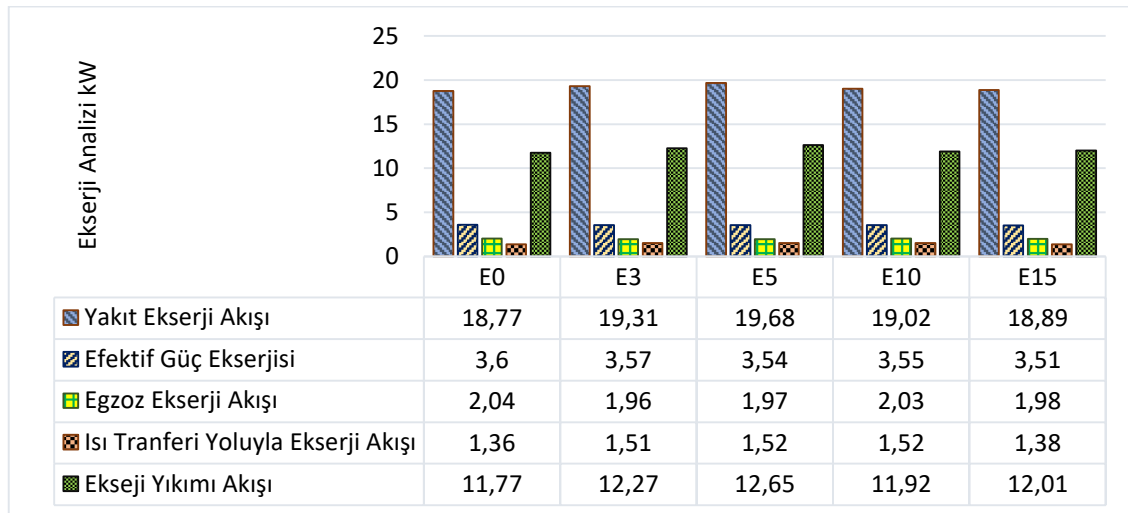
Soğutma suyu ekserji akışı olarak da ifade edilen, ısı transferi ile ekserji akışının, motorda meydana gelen ısı kayıplardaki değişikliklere uyumlu özelliğe sahip olması tahmin edilmektedir. Kayıp enerji akışı verileri ele alındığında devir sayısına artışı ile birlikte artış meydana gelmiştir. Ortalama soğutma suyu ekserji akışının da en küçük değerini E0 yakıtı için aldığı gözlemlenmiştir. Kayıp enerji akışının ve soğutma suyu ekserji akışının en yüksek değerini çeşitli devirlerde çeşitli yakıtlarda elde edilmiş olması soğutma suyu sıcaklığındaki farklılıklara bağlanabilir.

Ekserji yıkımı akışı kimyasal tepkimenin oluşumu esnasında çeşitli türdeki reaksiyona giren maddelerin karışması, çeşitli ürünlerin oluşması, farklı sıcaklıklarda moleküller arasındaki ısı geçişi, yanma ve sürtünme süreçleri, gazların hacimsel genişmesi, silindir içindeki yakıt hava karışımı akış hareketleri, silindirden tam atılamamış egzoz gazları kalıntıları, gibi çok sayıda tersinmez süreçlerin neticesidir (Zheng ve Caton 2012). Bir yakıtın tamamen yanması için gereken en az hava miktarına stokiometrik hava oranı veya kuramsal hava oranı denmektedir. Yanma işlemlerinde kullanılan hava miktarı gerçek yakıt hava oranının kuramsal yakıt havaya olan oranının, tersinmezliklerin, sıcaklığın ve basıncın olduğunu ileri sürmektedir (Çengel ve Boeles 2013). Yanma ürünleri sonucunda oluşan ekserji yıkım akışının azaltılması adına

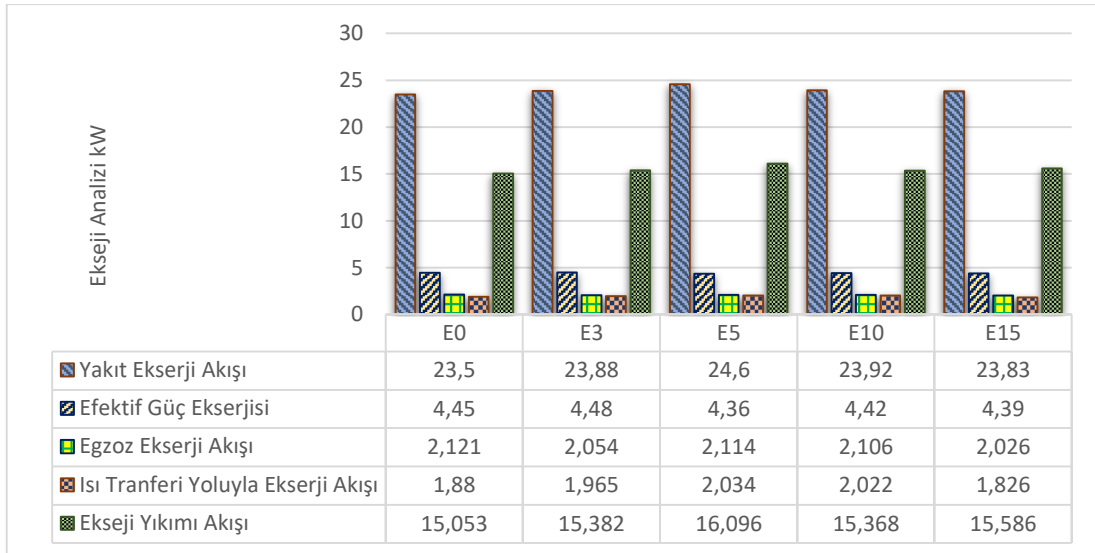
birtakım önlemler alınabileceğini belirtmiştir. Bu önlemlerden biri olan motorda yanma sıcaklığını artırmak, emme havasının ön ısıtılması ve fazla hava miktarının azaltılması ile mümkün olacağını ifade etmişlerdir(Sayın ve ark. 2007). Bu çalışmada, ekserji yıkımı akışının motor devrindeki artışa birlikte arttığı gözlemlenmiştir. Tüm yakıt numuneleri için ortalama ekserji yıkımı akışı, E0, E3, E5, E10, E15 için sırasıyla 17,57kW, 17,89kW, 18,91kW, 17,99kW, 17,62kW olarak hesaplanmıştır.



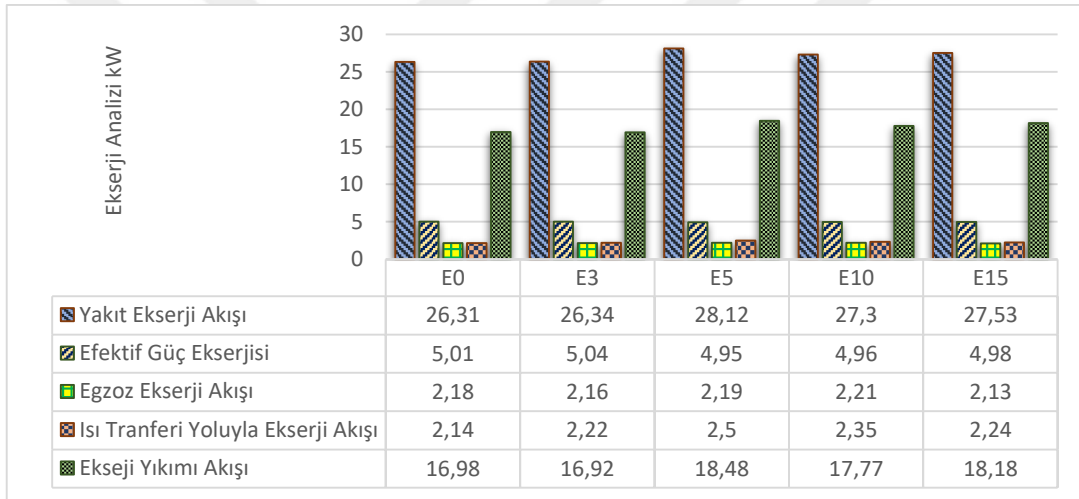
Şekil 4.17. 1000 d/d için yakıtların ekserji analizi sonuçları



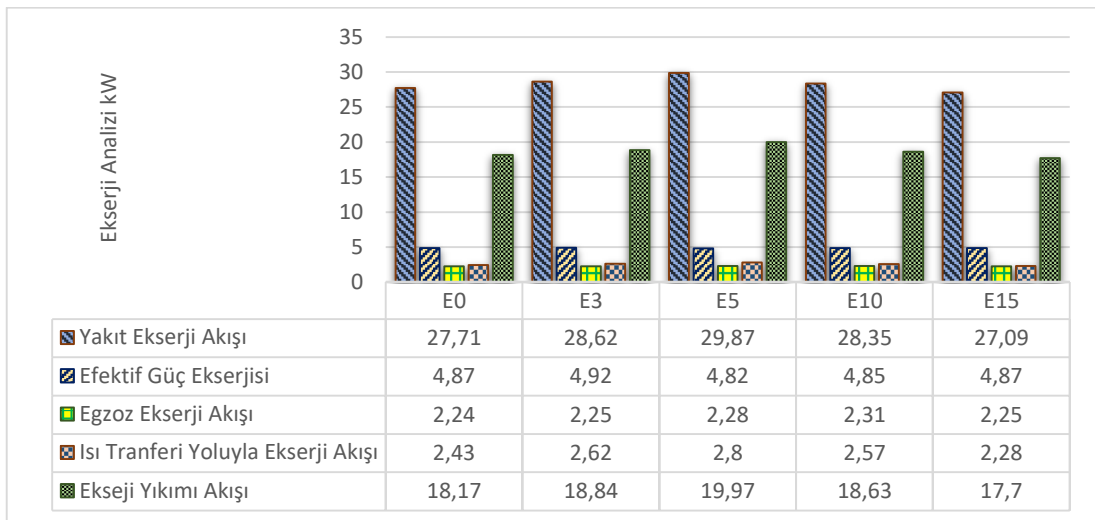
Şekil 4.18. 1500 d/d için yakıtların ekserji analizi sonuçları



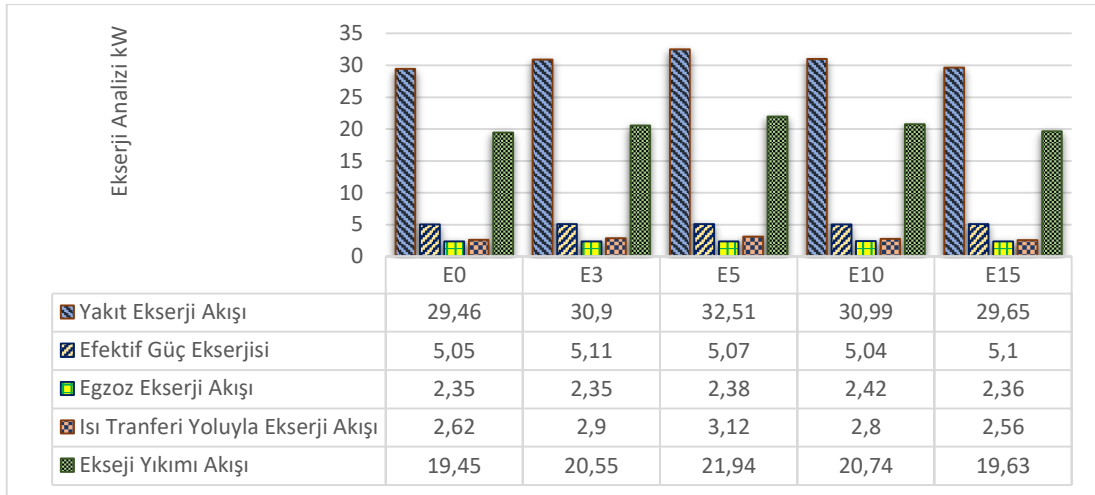
Şekil 4.19. 2000 d/d için yakıtların ekserji analizi sonuçları



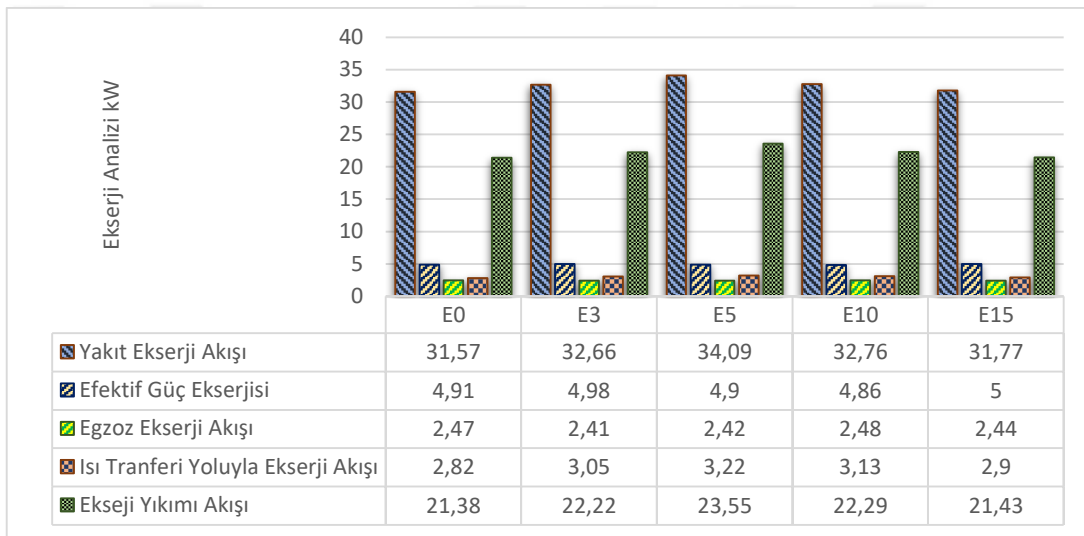
Şekil 4.20. 2500 d/d için yakıtların ekserji analizi sonuçları



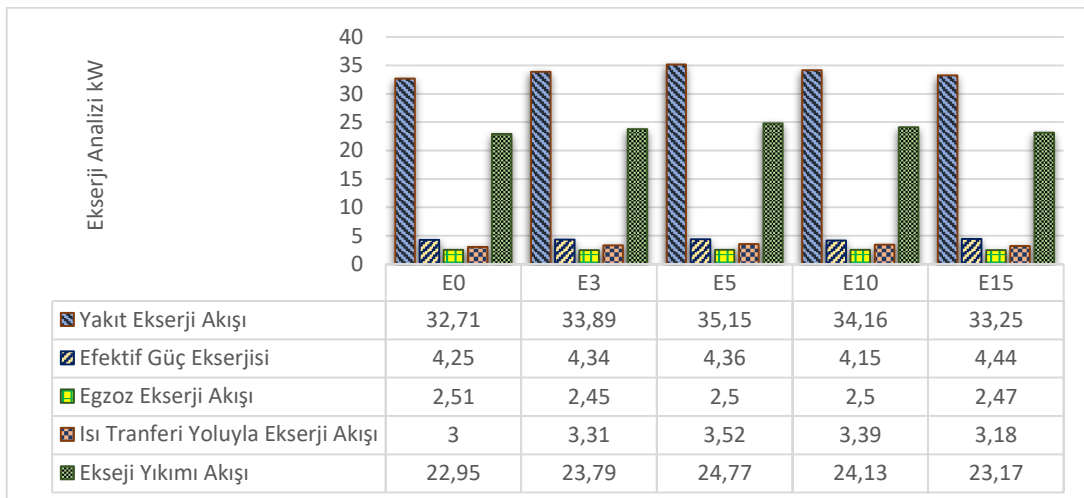
Şekil 4.21. 3000 d/d için yakıtların ekserji analizi sonuçları



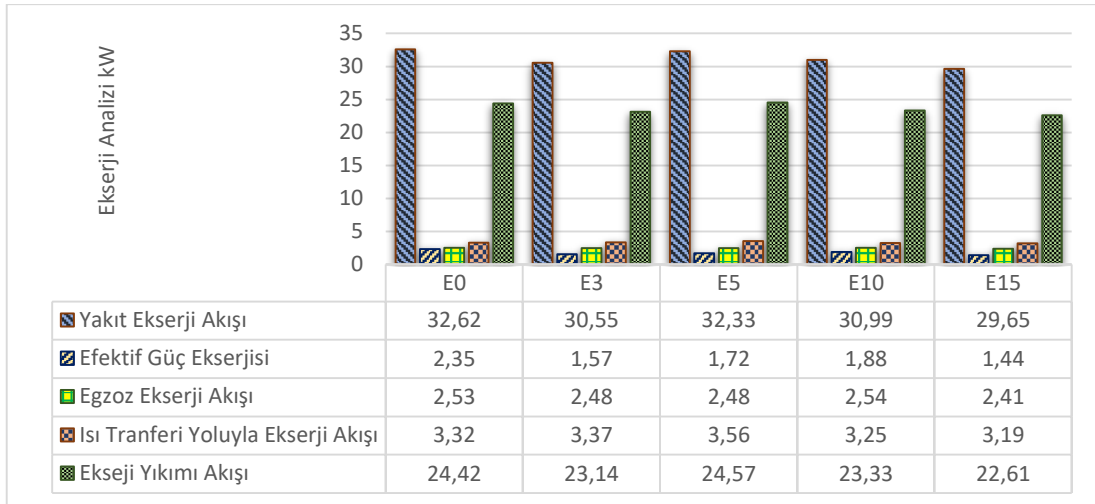
Şekil 4.22. 3500 d/d için yakıtların ekserji analizi sonuçları



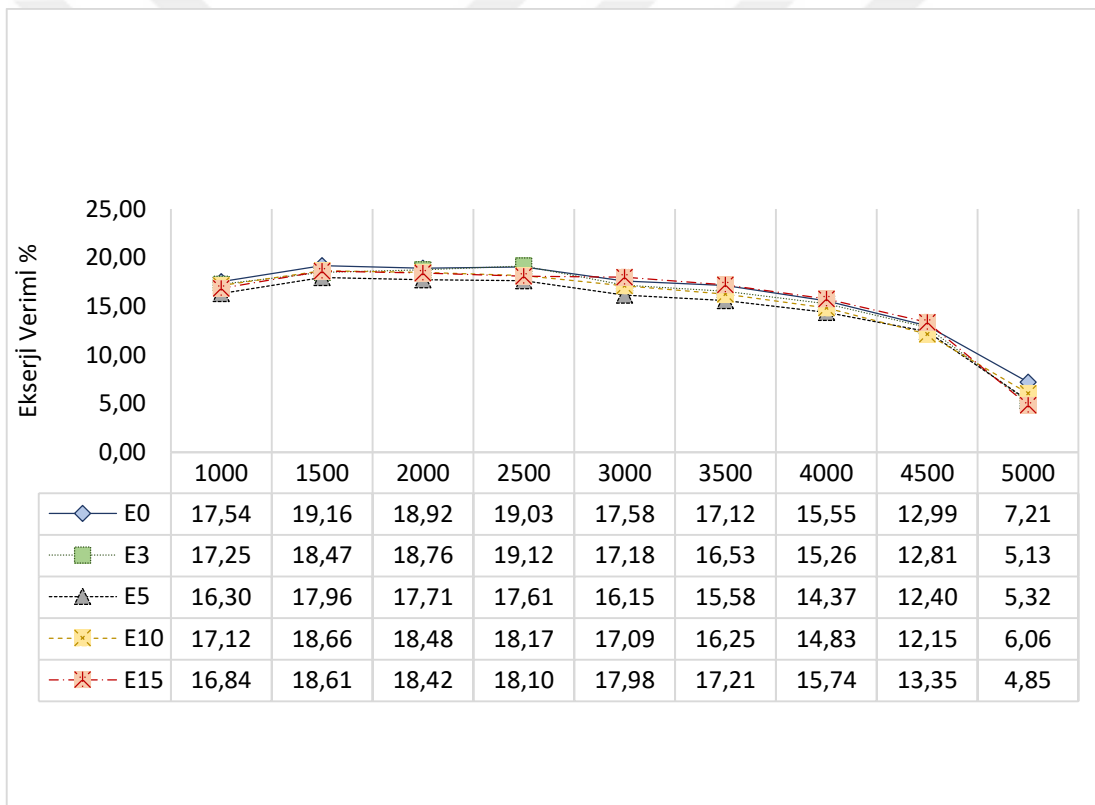
Şekil 4.23. 4000 d/d için yakıtların ekserji analizi sonuçları



Şekil 4.24. 4500 d/d için yakıtların ekserji analizi sonuçları



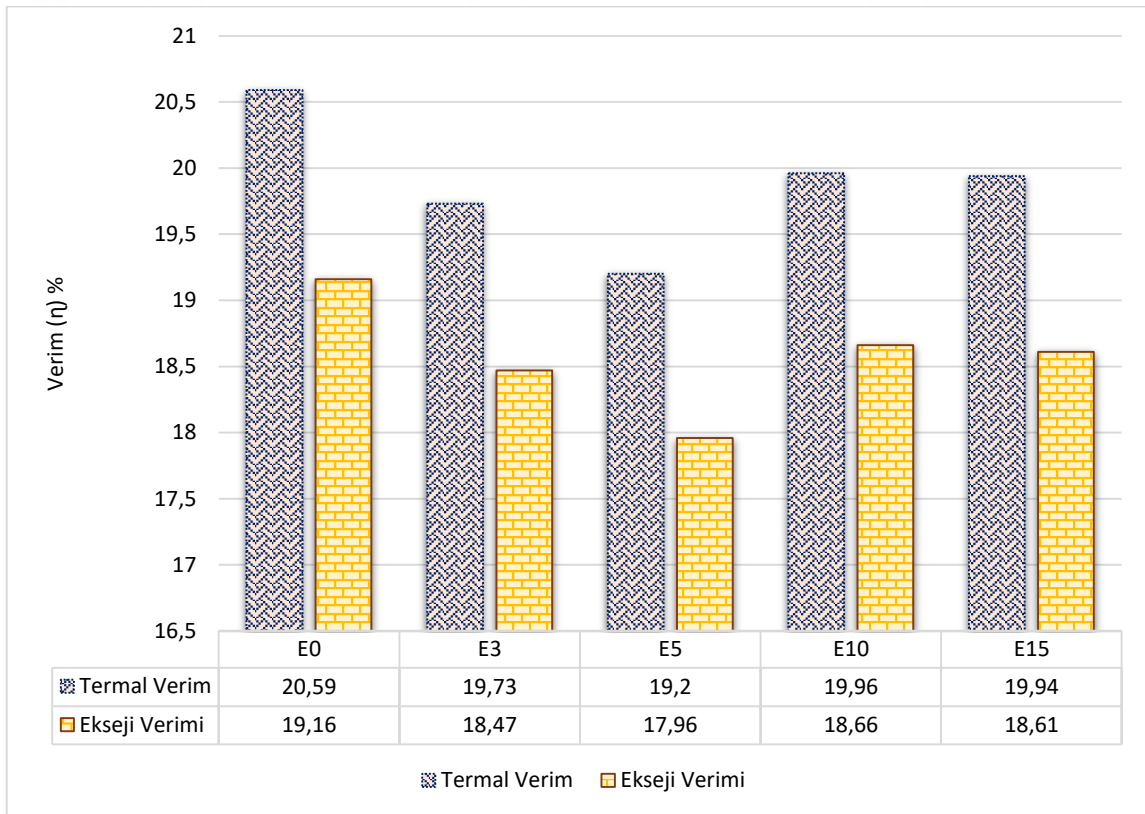
Şekil 4.25. 5000 d/d için yakıtların ekserji analizi sonuçları



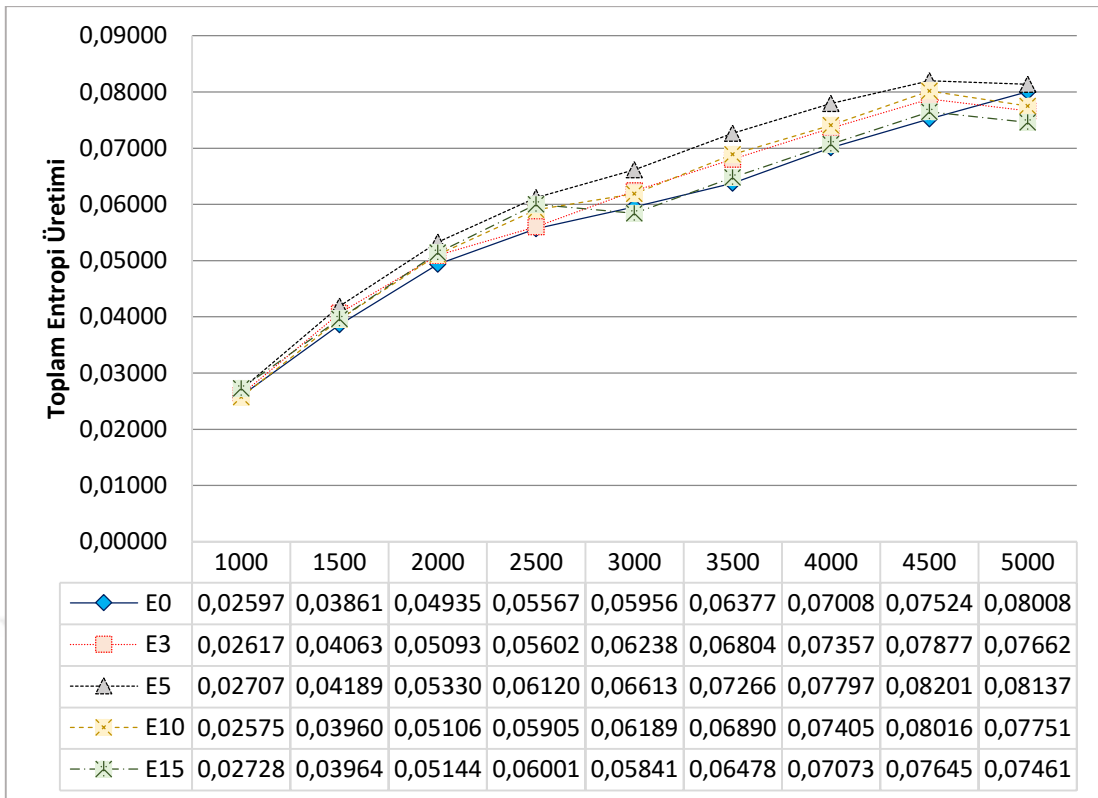
Şekil 4.26. Yakıtların ekserji verimlerinin devir sayısına bağlı değişimi

Ekserji analizi sonucu elde edilen ekserji verimi değerleri Şekil 4.26'da en yüksek torkun elde edildiği devir sayısı olan 1500 d/d için termal verim ile ekserji verimi arasındaki ilişki Şekil 4.27'de gösterilmiştir. Şekil 4.26'da olduğu gibi ekserji verimi eğrilerindeki değişimler termal verim eğrisindeki değişimlere paralellik gösterdiği görülmüştür. Biyoetanol içeren yakıt numunelerinde biyoetanol oranı ile termal verim arasında bulunan ilişki, aynı biyoetanol oranı ile ekserji verimi arasında

da var olduğu görülmüştür. Yakıt içindeki biyoetanol oranının başka bir deyişle oksijen oranının artması yanmayı bir miktar iyileştirdiği için, ekserji verimi de bir miktar artmıştır. Benzin yakıtına biyoetanol eklenmesinin karışım oranındaki biyoetanol oran artışına bağlı olarak ekserji verimini biraz düşürdüğü tespit edilmiştir. E0, E3, E5, E10, E15 yakıtlarının kullanılması neticesinde tespit edilen maksimum ekserji verimi değerleri sırasıyla %19,16, %19,12, %17,96, %18,66, %18,61 olarak tespit edilmiştir. Ekserji verimi değerleri incelendiğinde tüm devir sayıları için $E0 > E3 > E10 > E15 > E5$ olduğu görülmüştür. E0 yakıtı ekserji veriminin diğer yakıtlardan daha büyük olmasının nedeni bu yakıtın yakıt ısıl değerlerinin daha yüksek oluşundan kaynaklanmıştır.



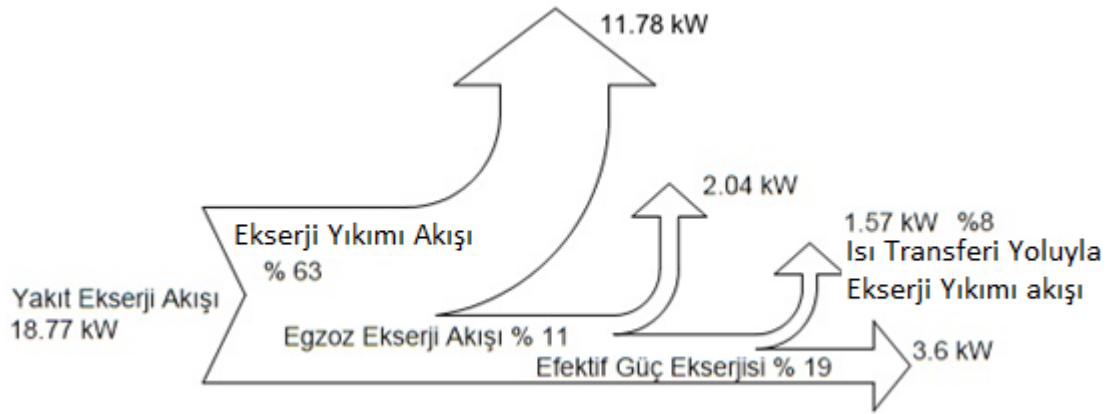
Şekil 4.27. 1500 d/d için termal verim ve ekserji verimi karşılaştırılması.



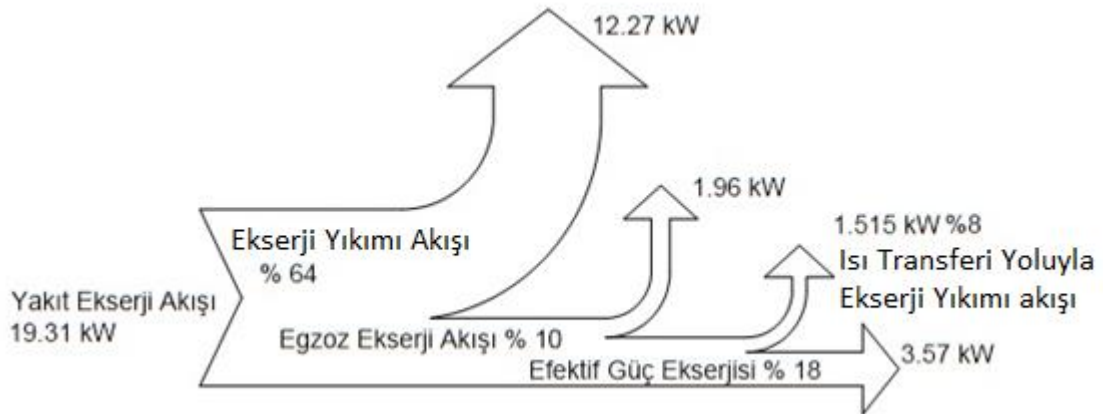
Şekil 4.28. Motordaki entropi üretiminin devir sayısına bağlı değişimi

Motorda yanma esnasında oluşan yüksek yanma sıcaklıkları neticesi motorun entropi üretilmesine sebep olan etkenler arasında bulunmaktadır. Sayısal verilerinden de görüldüğü üzere entropi üretimi, ekserji yıkımına nazaran ters eğilime sahiptir. Şekil 4.28 de görüldüğü gibi entropi üretiminin maksimum değeri 0,08201kW/K olup bu değer 4500d/d'de E5 yakıtı ile olduğu izlenmiştir. Minimum entropi üretimi ise 1000 d/d'de 0,02575kW/K olarak E0 yakıtı ile çalışmada okunmuştur. Tüm yakıtlar için entropi üretiminin birbirine çok yakın değerler alması bu değerlerin yakıt cinsinden bağımsız değerlendirilebileceği anlamını ortaya çıkarmaktadır. Şekil 4.28 incelendiğinde, daha önceki şekillerde de görülen artış ve azalışlar motordaki kararsızlıklardan ve yanma problemlerinden kaynaklandığı kanaatine varılmıştır.

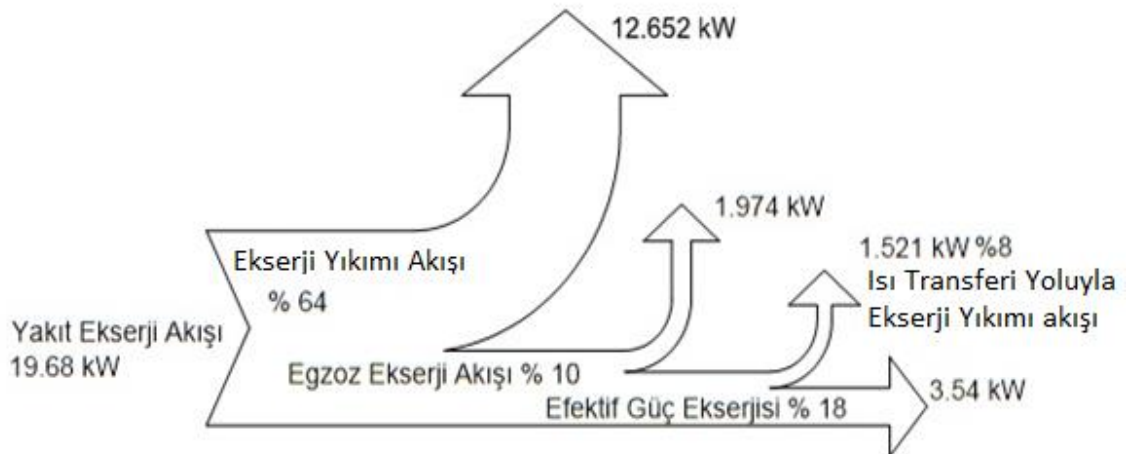
Motorun 1500 d/d'de tüm yakıt numuneleri ile çalışması hali için hesap edilen ekserji analizi sonuçları, Şekil 4.29-Şekil 4.33'de görülen Sankey/Grassmann (Ekserji) Diyagramı ile gösterilmiş, ekserji yüzdeleri de diyagramda belirtilmiştir.



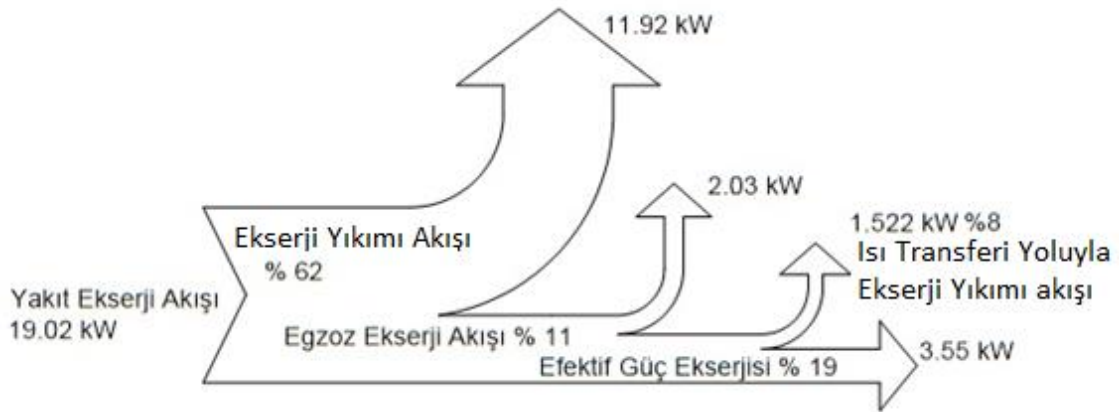
Şekil 4.29. 1500 d/d'de (E0) yakıtı ile motorda ekserji dağılımı



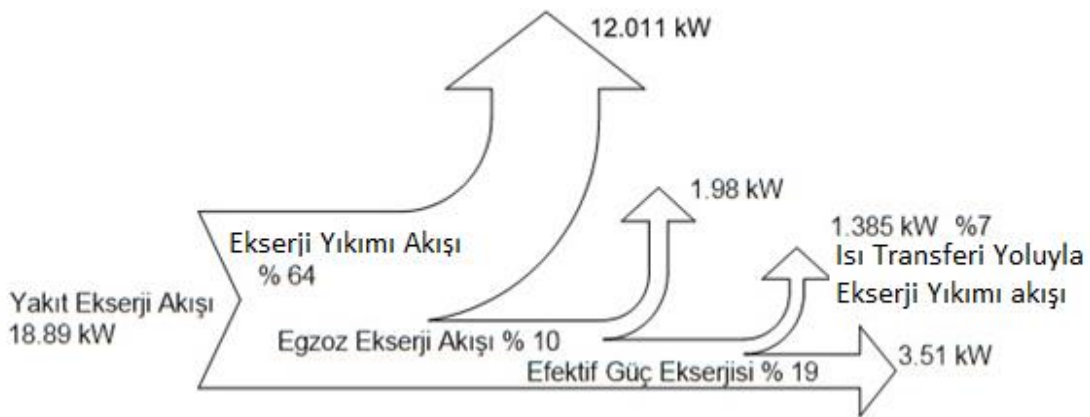
Şekil 4.30. 1500 d/d'de (E3) yakıtı ile motorda ekserji dağılımı



Şekil 4.31. 1500 d/d'de (E5) yakıtı ile motorda ekserji dağılımı



Şekil 4.32. 1500 d/d'de (E10) yakıtı ile motorda ekserji dağılımı



Şekil 4.33. 1500 d/d'de (E15) yakıtı ile motorda ekserji dağılımı

4.2.3. Belirsizlik analizi

Deneysel çalışmalar daha net ve anlaşılır verilere ulaşma açısından teorik çalışmalardan daha gerçekçi sonuçları vermektedir. Ancak deneyler esnasında ne kadar özen gösterilip dikkat edilse de deney sonuçlarında bir takım kusurlar ortaya çıkmaktadır. Genel ifadeler ile deneysel hataları üç ana grupta toplamak mümkündür.

- Dikkatsizlik ve tecrübe eksikliğinden kaynaklanan hatalar
- Sabit ve sistemden kaynaklanan hatalar
- Rastgele olan hatalar

Ölçüm sonuçları bütün bu hatalardan temizlenebilse bile ölçümler değerlerinin tam olarak belirlenememesinden kaynaklanan belirsizliklerin pek çok sebepleri vardır (Sadikhov ve ark. 1995).

- Analog cihazların okunmasından kaynaklanan hatalar
- Ölçüm metodu ile ölçüm işlemindeki metotlardan kaynaklı hatalar
- Ölçülen değerlerin ifadesindeki eksiklikler
- Ölçümü yapılan değeri belirtmeyen gözlemler

- Çevresel şartların belirlenememesi, çevresel şartların ölçülen değerlere etkisinin tam olarak tespit edilememesi

Deneysel uygulamalarda hataların sebepleri, ölçülerinin belirlenebilmesi ve sistemdeki hataların en aza indirilmesi büyük önem arz etmektedir. Deneysel verilerdeki hata analizi metotlarından biriside belirsizlik analizi sistemde en çok hataya sebep olan bileşenin tespit edilmesi yönünden sahip olduğu üstünlükler ile diğer hata analizi metotlarından ayrılmaktadır. Bu metotta n adet birbirinden bağımsız değişkenin $(x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n)$ fonksiyonu olan R , sistemde ölçülecek olan büyüklük olsun. Bu durumda $R = R(x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n)$ yazılabilir. Her bir değişkenin hata oranları $w_1, w_2, w_3, w_4 \dots w_n$ ve R değişkeninin hata oranı w_R olmak üzere

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

Bağıntısı ile verilmektedir. (Genceli 2012) Çizelge 4.16'da deney esnasında kullanılmış olan ölçü aletlerinden kaynaklanan ve hesaplanan büyüklüklerin belirsizlikleri gösterilmiştir. Aşağıdaki çizelgede gösterilen belirsizlik hesabı yapılan büyüklükler, motorun 1500d/d'de benzin (E0) yakıtı ile çalışması referans alınmıştır. Termal verim efektif güç ve ekserji verimi değerleri, tüm devir sayıları ve yakıtlar temel alınarak yapılmıştır.

Çizelge 4.16. Deneylerde kullandığımız ölçü aletlerinin ve hesaplanan büyüklüklerin belirsizlikleri

Ölçü Aletlerindeki Belirsizlikler	Büyüklük	Birim	Ölçü Aleti	Belirsizlik
	Sıcaklık	°C	Termokupl	± 0,1°C
	Kütleli debi	g/s	Yük hücresi	± 0,01 g/s
	Tork	Nm	Dinamometre	±0,0001
	Devir sayısı	d/d	Devir sensörü	±1
Hesaplanan Büyüklüklerin Belirsizlikleri	Büyüklük	Birim	Değer	Belirsizlik
	Efektif güç	W	3600	±0,03
	Termal verim (η)	---	0,206	±0,08
	Ekserji verimi (η_{II})	---	0,1916	±0,07

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Sonuçlar

Bu çalışmada iki silindirli, su soğutmalı, lambda kontrollü elektronik yakıt püskürtme sistemine sahip Lombardini marka LGW513 model benzinli motor için performans enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Değişik oranlarda benzin ve biyoetanol karışımlarından oluşan (E3, E5, E10, E15) dört farklı yakıt ile bu yakıtlara şahit deney olması içinde saf benzin (E0) yakıtı kullanılmıştır. Deney motoru 1000d/d ile 5000d/d devir aralıklarında 500d/d aralıklarla dokuz farklı devirde çalıştırılarak devir sayısı ve yakıtın değişimlerinin enerji ve ekserji analizi üzerine etkileri incelenmiştir. Çalışmamızda birinci olarak yakıt enerji akışı, egzoz enerji akışı, elde edilen efektif güç, özgül yakıt tüketimi, kayıp enerji akışı, termal verim gibi birinci yasa parametreleri hesaplanmıştır. İkinci olarak ta yakıt ekserji akışı, efektif güç, egzoz ekserji akışı, ısı transferi yoluyla ekserji akışı, ekserji verimi, ekserji yıkım akışı, motorda üretilen toplam entropi gibi ikinci yasa parametreleri hesaplanmıştır. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Motorun devir sayıları bakımından değerlendirildiğinde tüm yakıtlar için yakıt enerji akışının, motor devri arttıkça artış gösterdiği tespit edilmiştir.
- Tüm devirlerde elde edilebilen ortalama en yüksek efektif güç, 4,085kW ortalama ile E0 yakıtında elde edilmiştir.
- Tüm yakıt türlerinde ölçülen en yüksek efektif güç seviyesi 3500d/d'de tespit edilmiştir.
- E0 yakıtı ve diğer yakıtlar için maksimum torkun elde edildiği devir sayısı 1500d/d, olarak tespit edilmiştir.
- Genelde benzine biyoetanol katıldığı oranda bir miktar güç düşüklüğü görülmüştür. Ancak bazen daha fazla güç ölçüldüğü de olmuştur. Bu durum deney zamanındaki çevre sıcaklıklarına, havanın yoğunluğuna bağlı olarak değişiklik gösterdiği düşünülmektedir.
- En yüksek yakıt ekserjisi 4500d/d'de E5 yakıtına ait olup 35,15kW olarak hesaplanmıştır.
- 1000d/d'de tüm yakıtlar için en düşük egzoz ekserji akışı olduğu belirlenmiştir.
- Tüm devir sayılarında minimum özgül yakıt tüketimi E0 yakıtı için elde edilirken, yakıt içerisinde biyoetanol içeriğinin artması özgül yakıt tüketimini artırmıştır.

- Özgül yakıt tüketimi, genellikle tüm yakıtlar için, yaklaşık olarak en yüksek torkun elde edildiği devir sayısında en düşük değerini almış olduğu görülmüştür.
- Kayıp enerji akışının devir sayısına bağlı olarak arttığı ve genel olarak en düşük değerini E0 yakıtı için aldığı görülmüştür.
- Termal verim E0 için 1500 d/d'de en yüksek seviyeye ulaştığı, diğer yakıtlar için ise 1500d/d ile 2500d/d aralığında en yüksek seviyelere ulaştığı diğer devirlerde ise bir miktar azaldığı görülmüştür.
- Tüm devir sayıları için en yüksek termal verim E0 için elde edildiği bezin biyoetanol karışım halinde bulunan yakıtlar göz önüne alındığında termal verimin yakıt içindeki biyoetanol oranının artması ise termal verimde azalma eğilimi gösterdiği belirlenmiştir.
- Egzoz ekserji akışı, genellikle tüm devir sayılarında E0 yakıtı için diğer yakıtlardan daha yüksek değerler aldığı görülmüştür.
- E15 yakıt ise deney yapılan tüm devirlerde en küçük egzoz ekserji akışı değerlerini aldığı tespit edilmiştir.
- Düşük devir sayılarında soğutma suyu ekserji akışının en düşük değerini E0 yakıtı için aldığı belirlenmiştir.
- Ekserji yıkımının devir sayısı ile alakalı olarak arttığı görülmüştür.
- Ekserjetik verim değerlerinin 1500d/d ile 2500d/d devirler arasında, aynı zamanda en yüksek tork değerlerinin görüldüğü devir bölgesinde en yüksek değerlerde olduğu görüldü. Bu devirlerin üzerinde devir arttıkça ekserjetik verimin devir artışına paralel düştüğü gözlemlenmiştir.
- Ekserjetik verimde azalma eğilimi termal verimdekine benzer şekilde motordaki mekanik sürtünmelerin devire bağlı artışı, artan EGR egzoz gazı geri dönüşü ve yanma süresinin kısılması ile izah edilebilir.
- Ekserjetik verim biyoetanol içeriğinin artmasına orantılı olarak azaldığı gözlemlenmiştir.
- E0 yakıtına en yakın termal ve ekserjetik verim, biyoetanol oranının %3 olduğu E3 yakıtı ile elde edildiği tespit edilmiştir.
- Düşük devir sayılarında çevre sıcaklığının etkisi ile en az entropi üretimi E10 yakıtında görülmüştür. Yüksek devir sayıları için ise devir sayısı ve yakıtı bağlı olarak değişkenlik gösterdiği tespit edilmiştir.

- Çalışma sonuçları ve ekserji analizi sonuçlarına baktığımızda ekserji kayıpları arasında en önemli büyüklüğe sahip olan parametrenin ekserji yıkımı akışı olduğu tespit edilmiştir.
- Deneylerde kullanılan yakıtların birçok özelliğinin birbirine oldukça yakın olmasından hareketle özellikle E0 yakıtının yerine E3 ve E5 rahatlıkla kullanılabilceği söylenebilir. Bu sonuçlara ek olarak bu deneylerimizde enerji ve ekserji analizinin birlikte uygulanmasının, daha gerçekçi ve daha doğru sonuçlara götürdüğü tespit edilmiştir.

Öneriler

İçten yanmalı motorlar, insanların özellikle kara, hava, deniz ulaşım vasıtalarının enerji ihtiyaçlarını karşılamada en çok rağbet gören motorlardır. Ayrıca iş makineleri ve mobil cihazlarında enerji kaynağı çoğunlukla içten yanmalı motorlardır. İçten yanmalı motorların enerji ihtiyacı da en çok petrol ürünlerinden karşılanmaktadır. En iyi tahminlerle petrol rezervlerinin altmış yetmiş yıl kadar daha devam edeceği devamında ise tamamen tükeneceği göz önünde bulundurulursa yakın bir gelecekte enerjide büyük sıkıntılarla karşılaşılacaktır. Eldeki kaynakların verimli kullanılması, yenilenebilir ve sürdürülebilir bir enerji üretim ve tüketimi büyük önem arz etmektedir. Trafiğe kayıtlı taşıt sayısının her geçen gün daha da artması ile birlikte önemi her geçen gün artan içten yanmalı motorların veriminin ve motor gücünün artırılması ve motorlarda meydana gelen enerji kayıplarının azaltılması konuları, üzerinde durulması gereken önemli konular arasındadır. İçten yanmalı motorlarda kullanılan emisyon azaltıcı egzoz katalizörü, EGR, yakıt enjeksiyon sistemleri gibi gelişmelerin her biri için enerji ve ekserji analizleri yapılabilir. Farklı özellikteki motorlarda, kayıpların miktarlarının ve yerlerinin saptanması amacıyla, enerji analizine göre daha gerçekçi olan ekserji analizinin uygulanması tavsiye edilebilir. Gelişmiş yeni nesil motorların common rail yakıt sistemi, turbo şarj, motordaki kayıpların azaltılması yönünde enerji ve ekserji analizi parametrelerine etkisi incelenebilir. Literatür çalışmalarına göre yanma tersinmezliklerinin azaltılması hususunda yanma odasının yalıtılmasının egzoz ekserjisini artırdığını göstermektedir. Bu konu ile ilgili çalışmaların gelecekte bilim insanlarının gündeminde olacağı tahmin edilmektedir.

KAYNAKLAR

- Abdel-Rahim, Y. M., 1984, *Analysis and simulation of the IC engine Otto cycle using the second law of thermodynamics*.
- Abedin, M. J., Maşjuki, H. H., Kalam, M. A., Sanjid, A., Rahman, S. A., & Masum, B. M., 2013, *Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels. Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 26, 20-33.
- Anonim, 2012a, 7 Temmuz 2012 Cumartesi Resmi Gazete Sayı: 28346
- Anonim, 2012b, Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi 2012 Enerji Raporu Yayın No: 0021/2012, Ankara
- Anonim, 2012c, Konya Şeker Basın Bülteni www.konyaseker.com.tr/Upload/Broadcast/konya_seker_1092012151621180.pdf (Ziyaret Tarihi: 15 Nisan 2015)
- Anonim, 2015, <http://www.yegm.gov.tr/yenilenebilir/biyoetanol.aspx> (Ziyaret Tarihi: 25 Nisan 2015)
- Anonim, 2016, <https://aractamiri.blogspot.com/2016/02/benzinli-motorlarda-yakt-sistemi-temel.html> (Ziyaret Tarihi: 15 Haziran 2018)
- Anonim, 2017a, <http://netfren.com> (Ziyaret Tarihi: 15 Aralık 2017)
- Anonim, 2018, <https://www.mgm.gov.tr/genel/sss.aspx?s=atmosfer> (Ziyaret Tarihi: 8 Mart 2018)
- Anonim, 2018a, <https://www.muhendisbeyinler.net/icten-yanmali-motorlarda-verim-kavrami/> (Ziyaret Tarihi: 24 Mayıs 2018)
- Anonymous, 2014a, *Fueling a nation feeding the World the role of the U.S. ethanol industry in food and feed production*. Renewable Fuels Association.
- Anonymous, 2014b, <http://turkish.cri.cn/781/2010/12/15/1s130115.htm> (Ziyaret Tarihi: 26 Nisan 2015)
- Anonymous, 2015, *Ethanol industry outlook*, RFA (Renewable Fuels Association) (Ziyaret Tarihi: 28 Nisan 2015)
- Anonymous, 2017a, [http://service.lombardinigroup.it/documents/Manuali %20 Officina /English/Work%20Shop%20Manual%20LGW% 20523-627 % 20 matr %201-5302 -509. pdf](http://service.lombardinigroup.it/documents/Manuali%20Officina/English/Work%20Shop%20Manual%20LGW%20523-627%20matr%201-5302-509.pdf)
- Anonymous, 2018 [http://www.schoolphysics.co.uk/age14-16/Mechanics/Forces%20in %20motion /text/Sankey_ diagrams/index.html](http://www.schoolphysics.co.uk/age14-16/Mechanics/Forces%20in%20motion/text/Sankey_diagrams/index.html)
- Aydoğan, Hasan., 2011, *Biyoetanol - dizel yakıtı karışımlarının (e-dizel) motor performans ve emisyonlarına etkisinin araştırılması* Doktora Tezi Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
- Baydan, Hakan Emre., 2008, *Biyoetanol, metil ester ve dizel yakıt karışımlarının dizel motorlarda kullanımının motor performansına etkisinin belirlenmesi* Yüksek Lisans Tezi
- Biberici, Mehmet Ali., 2013, *Hibrid bir benzinli motorda enerji ve ekserji analizi* Yüksek Lisans Tezi Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
- Candan, Feyyaz., 2012, *Dizel metanol ve katkı maddelerinin dizel motor performansı ve emisyonuna etkisinin araştırılması* Yüksek Lisans Tezi Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

- 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.
- Chatanta, D. K., Attri, C., Gopal, K., Devi, M., Gupta, G., & Bhalla, T. C., 2008, *Bioethanol production from apple pomace left after juice extraction*. Internet J. Microbiol, 5(2).
- Çalışkan, H., 2009, *İçten yanmalı motorlarda ekserji analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- Çanakçı, M., ve Hoşöz, M., 2006, *Energy and exergy analyses of a diesel engine fuelled with various biodiesels*. Energy Sources, Part B, 1(4), 379-394.
- Çengel, Y. A., ve Boles, M. A., 2013, *Termodinamik: mühendislik yaklaşımıyla*. Palme Yayıncılık.
- Demirbas, A., 2008, *Biofuels Sources, Biofuel Policy, Biofuel Economy and Global Biofuel Projections, Energy Conversion and Management*, 2106-2116 pp.
- Dincer, I., 2002, *The role of exergy in energy policy making.* "Energy policy,"30(2), 137-149.
- Eyidoğan, M., Çanakçı, M., Özsezen, A. N., Alptekin, E., Türkcan, A., ve Kılıçaslan, İ., 2011, *Etanol-Benzin Ve Metanol-Benzin Karışımlarının Buji İle Ateşlemeli Bir Motorun Yanma Parametrelerine Ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi*. Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 26(3).
- Flach, B., Bendz K., Lieberz, S., 2014, *EU Biofuels Annual 2014* 7/3/2014 NL4025
- Genceli, O. F., 2012, *Ölçme tekniği: boyut, basınç, akış ve sıcaklık ölçmeleri*. Birsen Yayınevi.
- Ghazikhani, M., Hatami, M., Safari, B., and Ganji, D. D., 2013, *Experimental investigation of performance improving and emissions reducing in a two stroke SI engine by using ethanol additives*. Propulsion and Power Research, 2(4), 276-283.
- Hedfi, H., Jedli, H., Jbara, A., and Slimi, K., 2014, *Modeling of a bioethanol combustion engine under different operating conditions*. Energy Conversion and Management, 88, 808-820.
- Heywood, J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill.
- Horlock, J. H., ve Winterbone, D. E., 1986, *The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines*. Volume II.
- Kammen, D. M., 2006, *The rise of renewable energy* www.sicam.com
- Kart, Aytaç., 2009. *LPG ile çalışan bir benzin motorunda ekserji Analizi* Yüksek Lisans Tezi Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
- Koçtürk, Derya., 2011, *Farklı özelliklerdeki etanol-benzin karışımı yakıtların buji ile ateşlemeli motorlarda kullanılmasının çevresel ve ekonomik yönden değerlendirilmesi* Doktora Tezi Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
- Koizumi, T., 2014, *Biofuels and Food Security*, SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology, DOI: 10.1007/978-3-319-05645-6_1
- Kotas, T. J., 1995, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger. Melbourne, Australia.

- Martyr, A. J., Plint, M. A., 2007. *Engine Testing Theory and Practice* Third edition Published by Elsevier Ltd.
- Melikoğlu, M. ve Albostan, A., 2011, *Türkiye'de biyoetanol üretimi ve potansiyeli*, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 26, No:1, 151-160, Ankara.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B., 2010, *Fundamentals of engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons.
- Oğuz, H., 2014, *Biyoenerji biyoyakıtlar semineri*, Necmettin Erbakan Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Konya.
- Ojeda, K., Sánchez, E., El-Halwagi, M., & Kafarov, V. (2011). *Exergy analysis and process integration of bioethanol production from acid pre-treated biomass: comparison of SHF, SSF and SSCF pathways*. Chemical engineering journal, 176, 195-201.
- Özer, S., 2014, *Alkollerin içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak kullanılması*. Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt19, Sayı,1,
- 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., and Giakoumis, E. G., 2006, Second-law analyses applied to internal combustion engines operation. *Progress in energy and combustion science*, 32(1), 2-47.
- Rakopoulos, C. D., & Giakoumis, E. G., 2009, *Diesel engine transient operation: principles of operation and simulation analysis*. Springer Science & Business Media.
- Rosen, M. A., Dinçer, I., 2001, *Exergy as the confluence of energy, Environment and Sustainable Development*, *International Journal of Exergy*, 3-13 Elsevier.
- Sadikhov, E., Kangı, R., & Uğur, S., 1995, *Ölçüm belirsizliği*. Ulusal Metroloji Enstitüsü, 95-016.
- Sayin, C., Hosoz, M., Canakci, M., ve Kilicaslan, I., 2007, Energy and exergy analyses of a gasoline engine. *International Journal of Energy Research*, 31(3), 259-273.
- Sayın, Bahar., 2014, *Biyoyakıt kullanan bir dizel motor için enerji ve ekserji analizi* Yüksek Lisans Tezi Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
- Sezer, İsmet., 2008, *Buji ateşlemeli motor çevrimine ekserji analizinin uygulanması* Doktora Tezi Karadeniz Teknik Üniversitesi
- Shahir, S.A., Masjuki,H.H. M.A. Kalam, A. Imran, I.M. Rizwanul Fattah, A. Sanjid, 2013, *Feasibility of diesel–biodiesel–ethanol/bioethanol blend as existing CI engine fuel: An assessment of properties, material compatibility, safety and combustion*
- Solum, C., ve Heperkan, H., 2015, *Jeotermal enerjili çift etkili lityum bromür su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizi*. Tesisat Mühendisliği Sayı 147 Mayıs/Haziran
- Sorathia, H. S., and Yadav, H. J., 2012, *Energy analyses to a CI-engine using diesel and bio-gas dual fuel-a review study*.world,1, 5.

- 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, Eyüp., 2004, *Biyodizel yakıtı kullanan bir dizel motorunda ekserji analizi* Yüksek Lisans Tezi Kocaeli Üniversitesi
- Usta, Nazım., Özer, Can., ve Öztürk, E., 2005, *Alternatif dizel motor yakıtı olarak biyodizel ve etanolün karşılaştırılması*. Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 11(3), 325-334.
- Yılbaş1, Zeki., 2007, *Bir dizel motorun performansının ekserji analizi ile belirlenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.
- Yiğitoğlu, Mustafa., İnal, Murat. ve Gökgöz, Murat., 2012, *Alternatif Bir Enerji Kaynağı Olarak Biyoetanol Kırıkkale Üniversitesi Bilimde Gelişmeler Dergisi*, 1(1), 11.
- Yücesu, H. S., Altın, R., ve Çetinkaya, S., 2001, *Dizel Motorlarında Alternatif Yakıt Olarak Bitkisel Yağ Kullanımının Deneysel İncelenmesi*. Türk J Engin Environ Sci, 25, 39-49.
- Zheng, J., and Caton, J. A., 2012, *Second law analysis of a low temperature combustion diesel engine: effect of injection timing and exhaust gas recirculation*. Energy, 38(1), 78-84.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Kadir GEÇGEL
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : Akşehir/1969
Telefon : 5054875294
Faks :
e-mail : kadirgecgel4216@gmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Akşehir İ.İ. Endüstri Meslek Lisesi /KONYA	1986
Üniversite	: Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fak. ANKARA	1999
Yüksek Lisans	:	
Doktora	:	

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
1990-Halen	MEB Otomotiv Öğretmenliği	Öğretmen
2009-Halen	Seydişehir Meslek Yüksekokulu	Eğitmen

UZMANLIK ALANI

Otomotiv, İçten yanmalı motorlar, Taşıt ve motor performansları, Motor test ve ayarları, Egzoz emisyonları, Alternatif motor yakıtları ve uygulamaları, Yenilenebilir enerjiler.

YABANCI DİLLER

İngilizce

BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

YAYINLAR