

İçten Yanmalı Motorlarda Ekserji Analizi

Hakan Çalışkan

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Ocak 2009

Exergy Analysis On Internal Combustion Engines

Hakan Çalışkan

**MASTER OF SCIENCE THESIS**

Department of Mechanical Engineering

January 2009

# İçten Yanmalı Motorlarda Ekserji Analizi

Hakan Çalışkan

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Enerji-Termodinamik Bilim Dalında  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Mustafa Ertunç Tat  
Prof. Dr. Arif Hepbaşı

Ocak 2009

## ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Hakan Çalışkan'ın YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "İçten Yanmalı Motorlarda Ekserji Analizi" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

**Danışman** : Yrd. Doç. Dr. Mustafa Ertunç Tat

**İkinci Danışman** : Prof. Dr. Arif Hepbaşlı

### **Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:**

**Üye** : Yrd. Doç. Dr. Mustafa Ertunç Tat

**Üye** : Prof. Dr. Berrin Erbay

**Üye** : Prof. Dr. T. Hikmet Karakoç

**Üye** : Doç. Dr. Haydar Aras

**Üye** : Yrd. Doç. Dr. Enis Turhan Turgut

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve ..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nimetullah BURNAK

Enstitü Müdürü

## İÇTEN YANMALI MOTORLARDA EKSERJİ ANALİZİ

HAKAN ÇALIŞKAN

### ÖZET

Bu tezde, performans değerlendirmesi amacıyla, dizel motora enerji ve ekserji analizi yapıldı. Bu bağlamda, 1963'den 2008'e kadar ki periyotta, içten yanmalı motorların ekserjetik analizleri ve değerlendirmeleri üzerine yapılan daha önce yürütülmüş çalışmalar kronolojik olarak incelendi.

Dizel No. 2, soya yağı katkılı metil ester (SME), genetiği değiştirilmiş yüksek oleikli soya yağlı metil ester (HOME) yakıtları kullanan dört stroklu, 4,5L, John Deere 4045T dizel motoruna enerji ve ekserji analizi uygulandı. İstatistiksel güvenilirlik için yakıtların üçü de, üç defa kullanılırken, motor 1400 dev/dak hızında ve tam yüklem durumunda test edildi. Motor içindeki enerji ve ekserji verimlerini, kayıplarını, enerjetik ve ekserjetik güçlerini, tersinmezliğini, yanma sürecindeki ekserji yıkımını belirleme ve yakıtlar arasında kıyaslama yapma amaçlandı. Enerji (termal) ve ekserji verimleri sırasıyla % 40,5 ve % 37,8 civarında hesaplanırken, yakıtların özgül ekserjileri dizel No. 2 >SME>HOME olarak bulundu. Esas alınan Tukey metoduna göre yakıtlar arasında istatistiksel önemli farklılıklar olmadığı sonucuna varılabilir. Enerji ve ekserji analizi uygulanan bu motorun performansı literatürde bulunan diğer içten yanmalı motorların bazılarıyla kıyaslandı ve elde edilen sonuçlar çizelge formlarının yanında şekillerle de gösterildi.

Bu çalışma ile daha önceki çalışmalar arasındaki fark, motorda üç farklı yakıt olarak dizel No. 2, SME ve HOME yakıtlarının kullanılmasıdır.

Anahtar Kelimeler: enerji analizi, ekserji analizi, kullanılabilirlik, verim, alkil esterler, biyodizel, dizel yakıt, dizel motor, benzinli motor, dizel yanma, ikinci kanun analizi, içten yanmalı motor.

## EXERGY ANALYSIS ON INTERNAL COMBUSTION ENGINES

HAKAN ÇALIŞKAN

### SUMMARY

In this thesis, energy and exergy analyses methods were applied to diesel engines for performance evaluation purposes. In this regard, previously conducted studies on exergetic analyses and assessments of ICEs over a period from 1963 to 2008 were chronologically reviewed.

Energy and exergy analyses of a John Deere 4045T 4.5L four stroke diesel engine run with diesel No. 2 fuel, soybean oil methyl ester (SME) and genetically modified high-oleic soybean oil methyl ester (HOME) were performed. The engine was tested at 1400 1/min and at a full load, while three types of fuels were used three times for statistical reliability. It was aimed at determining energy and exergy efficiencies, losses, energetic and exergetic powers, irreversibilities and exergy destructions of the combustion process in the engine and making a comparison between the fuels. Specific exergies of the fuels were obtained to be diesel No. 2>SME>HOME, while energy (thermal) and exergy efficiencies were calculated to be about 40.5% and 37.8%, respectively. It may be concluded that there were no statistically significant differences between the fuels based on the Tukey method. The performance of this engine, to which energy and exergy analyses were applied, was also compared with that some of other ICEs available in the literature and the results obtained were presented in the tabulated forms along with figures.

The difference between this study and previous studies is, using three different fuels as diesel No. 2, SME and HOME in the engine.

Keywords: energy analysis; exergy analysis, availability, efficiency, alkyl esters, biodiesel, diesel fuel, diesel engine, diesel combustion, second law analysis, internal combustion engine.

## TEŞEKKÜR

Analiz çalıŐmalarımnda, derslerimde ve tez çalıŐmalarımnda, bana danıŐmanlık ederek beni yÖnlendiren ve analiz için gerekli verileri sağlayan danıŐmanlarım Yrd. Doç. Dr. Mustafa Ertunç Tat ve Prof. Dr. Arif Hepbaşlı'ya teşekkür ederim. Ayrıca, tez jüri üyeleri Sayın Prof. Dr. Berrin Erbay, Doç. Dr. Haydar Aras, Prof. Dr. T. Hikmet Karakoç ve Yrd. Doç. Dr. Enis T. Turgut'a, değerli zamanlarını ayırıp katkı koydukları için teŐekkürü bir borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖZET</b> .....	<b>v</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>vi</b>
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	<b>vii</b>
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b> .....	<b>xi</b>
<b>ÇİZELGELER DİZİNİ</b> .....	<b>xii</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ</b> .....	<b>xiii</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
<b>2. LİTERATÜR TARAMASI</b> .....	<b>3</b>
<b>3. İÇTEN YANMALI MOTORLAR</b> .....	<b>11</b>
3.1 İçten Yanmalı Motor.....	11
3.2 İçten Yanmalı Motorların Tarihçesi.....	11
3.3 İçten Yanmalı Dizel Motorlar.....	14
3.3.1 Dizel motorların çalışma prensibi.....	16
3.3.2 Turboşarj.....	19
<b>4. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ</b> .....	<b>21</b>
4.1 Enerji Analizi.....	21
4.1.1 Enerji terimleri.....	22
4.1.2 Enerji verimi.....	24
4.1.3 İçten yanmalı motorlarda enerji analizi.....	24
4.2 Ekserji Analizi.....	26
4.2.1 Ekserji terimleri.....	28



## İÇİNDEKİLER (devam)

### Sayfa

4.2.2 Ekserjetik verim (Ekserji verimi).....	32
4.2.3 Ekserji verimliliğini artırmanın yolları.....	33
4.2.4 Ekserji kavramının önemli boyutları.....	34
4.2.5 İçten yanmalı motorlarda ekserji analizi.....	34
<b>5. BİR DİZEL MOTORUN DENEYSEL ÇALIŞMALARI VE BULGULARI....</b>	<b>38</b>
<b>6. UYGULAMADA ELE ALINAN BİR DİZEL MOTORA ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ UYGULANMASI.....</b>	<b>44</b>
6.1 Enerji Analizi.....	44
6.1.1 Efektif güç (Krank mili gücü).....	44
6.1.2 Dizel No. 2 yakıtının yakıt enerji akımı.....	45
6.1.3 Dizel No. 2 yakıtının ısı kaybı.....	45
6.1.4 Dizel No. 2 yakıtının ısı verimi.....	46
6.2 Ekserji Analizi.....	45
6.2.1 Yakıt ekserji akımı.....	46
6.2.2 Efektif güç ekserji akımı.....	48
6.2.3 Egzoz ekserji akımı.....	48
6.2.3.1 Yanma denklemlerinin elde edilmesi.....	48
6.2.3.2 Yanma ürünlerinin gerçek kütlelerinin bulunması.....	53
6.2.3.3 Yanma ürünlerinin toplam ekserjileri.....	54
6.2.3.4 Soğutma suyu ekserji akımı.....	56
6.2.3.5 Ekserji yıkımı akımı.....	57

**İÇİNDEKİLER (devam)**

	<b><u>Sayfa</u></b>
6.2.3.6 Motorda üretilen toplam entropi.....	58
6.2.3.7 Ekserjetik verim.....	58
<b>7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....</b>	<b>59</b>
<b>8 KAYNAKLAR DİZİNİ.....</b>	<b>67</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>80</b>
<b>TEZDEN ÇIKAN YAYINLAR.....</b>	<b>81</b>

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<b><u>Sekil</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
3.1 Dizel motorunda emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz zamanları.....	18
3.2 Turboşarjın kesit görünüşü.....	19
4.1 Akış halindeki ekserji çeşitleri.....	29
5.1 John Deere 4045T Dizel motorunun görünümü.....	40
5.2 Motor test ünitesinin şematik görünümü.....	41
7.1 İçten yanmalı Dizel motorda kullanılan yakıtların ısı verimi.....	60
7.2 İçten yanmalı Dizel motorda kullanılan yakıtların ekserjetik verimleri.....	61
7.3 İçten yanmalı Dizel motorda kullanılan yakıtların ekserji yıkımı akımı.....	62
7.4 İçten yanmalı Dizel motorda kullanılan yakıtların entropi üretimi.....	63
7.5 Dizel No. 2 yakıtının enerji akış diyagramı.....	64
7.6 Dizel No. 2 yakıtının ekserji akış diyagramı.....	65

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<b><u>Cizelge</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
2.1 Literatür araştırması temel verileri.....	5
3.1 İçten yanmalı motorların parçaları.....	15
4.1 Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması.....	27
4.2 Entropi ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması.....	28
4.3 Çevrenin Tanımı.....	37
5.1 John Deere 4045T Dizel motorunun özellikleri.....	39
5.2 Yakıtların bazı özellikleri.....	41
5.3 Motor testinden elde edilen veriler.....	42
5.4 Emisyon ölçümü sonuçları.....	42
5.5 Yakıt içindeki moleküllerin kütleli olarak yüzdeleri.....	43
6.1 Yakıtların $h/c$ , $o/c$ ve $a/c$ oranları.....	47
6.2 Yakıtların gerçek yanma denklemleri.....	52
6.3 Yanma ürünlerinin mol kesri ve gerçek kütleleri.....	54
6.4 Yanma ürünlerinin entalpi ve entropileri.....	55
6.5 Yanma ürünlerinin ekserjileri.....	55
7.1 Dizel motorun enerji analizi sonuçları.....	60
7.2 Dizel motorda kullanılan yakıtların ekserji analizi sonuçları.....	61

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$c$	özgül ısı (kJ/kgK)
$e$	Birim kütle enerjisi (kJ/kg)
$\dot{E}$	Enerji akımı (birim zamandaki enerji miktarı) (kW)
$\dot{E}_x$	Ekserji akımı (birim zamandaki ekserji miktarı) (kW)
$g$	Yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ )
$h$	Özgül entalpi (kJ/kg)
$H$	Isıl değer (kJ/kg)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
$M$	Yanma ürünlerinin kütlesi (kg)
$n$	Devir sayısı (dev/dk)
$N_e$	Efektif güç (kW)
$P$	Basınç (kPa veya atm)
$R$	Genel gaz sabiti (kJ/kmolK)
$s$	Özgül entropi (kJ/kgK)
$T$	Sıcaklık ( $^{\circ}C$ veya K)
$T$	Tork (Nm)
$\dot{Q}$	Isı transferi akımı (kW)
$u$	Birim iç enerji (kJ/kg)
$V$	Hız (m/s)
$\dot{W}$	Net güç (kW)
$y$	Mol kesri (%)
$z$	Yükseklik (m)
$\varepsilon$	Özgül akış ekserjisi (kJ/kg)
$\sigma$	Motorda üretilen toplam entropi (kW/K)
$\psi$	Ekserjetik verim (%)
$\eta$	Enerji (termal) verim (%)
$\omega$	Açısal hız (rad/s)
$\phi$	Kimyasal ekserji faktörü

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

<b><u>Kısaltmalar</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
A.B.D.	Amerika Birleşik Devletleri
AÖN	Alt ölü nokta
BG	Beygir gücü
chem	Kimyasal
cm	Santimetre
cm <sup>3</sup>	Santimetreküp
CI	Sıkıştırma ateşlemeli
dev	Devir
DI	Direkt enjeksiyonlu
dk	Dakika
DW	Ölü ağırlık
et al	Ve diğerleri
ex	Egzoz
g	Gram
HOME	Yüksek oleikli soya yağlı metil ester
ICE	İçten yanmalı motor
IDI	İndirekt enjeksiyonlu
k	Çevre içindeki gazlardan biri.
KMA	Krank mili açısı
kN	Kilonewton
L	Litre
ln	doğal logaritma
loss	Kayıp
m	Metre
M	Molar
mm	Milimetre
mmHg	Milimetreciva
NA	Kullanılmadı

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

<b><u>Kısaltmalar</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
PA	Püskürtme avansı
rad	Radyan
s	Saniye
SI	Buji ateşlemeli
sil.	Silindir
SME	Soya yağı katkılı metil ester
TG	Tutuşma gecikmesi
tm	Termomekaniksel
ÜÖN	Üst ölü nokta
vb	Ve benzerleri
vd	Ve diğerleri

<b><u>İndisler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
chem	Kimyasal
CV	Kontrol hacmi
cw	Soğutma suyu
dest	Yıkım
ex	Egzoz
fuel	Yakıt
heat	Isı
i	Herhangi bir (i) gaz
in	Giriş
kn	Kinetik
out	Çıkış
p	Basınç
ph	Fiziksel
pt	Potansiyel
tm	Termomekaniksel

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

<b><u>İndisler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
top	Toplam
u	Alt
ü	Üst
W	Güç
v	Hacim
0	Ölü durum



## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Ülkelerin endüstriyel ve sosyoekonomik yapılarının gelişmesinde enerji faktörünün önemi büyüktür. Enerji, gelişmişliğin ve kalkınmanın bir göstergesi konumundadır. Bir cismin veya bir sistemin iş yapabilme yeteneği “enerji” olarak tanımlanabilir. Enerji türleri, elektrik, mekanik, ısı ve kimyasal enerji olarak ayrılabilir ve bunlar, enerji dönüşüm sistemleriyle birbirlerine dönüşebilmektedir. (TMMOB, 2006).

Dünyada yaşanan enerji krizleri, enerji ihtiyacının ve sanayileşmenin giderek artması sebebiyle çevre kirliliğinin üst seviyelere ulaşması gibi nedenlerden dolayı, yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarına olan yönelim giderek artmaktadır. Bu nedenle, yenilenebilir biyolojik maddelerden üretilen biyodizel yakıtlar ve türleri, içten yanmalı Dizel motorlar için alternatif bir enerji kaynağıdır. Biyodizel yakıt üretiminde soya fasulyesi, ayçiçeği ve mısır gibi bitkisel ürünlerin yağlarından yararlanılır.

İçten yanmalı motorların çalışma prensiplerinin en iyi şekilde anlaşılabilmesi için enerji ve ekserji analizlerinin beraber uygulanması gerekir. I. kanun ve II. kanun olmak üzere iki temel kanuna dayanan termodinamik biliminde, I kanun, enerjinin korunumunu ve dönüşümünü ifade eder. II. kanun ise enerjinin bir kaliteye sahip olduğunu ve hal değişimleri sırasında enerjinin kalitesinin azalacağını ifade eder. Enerjinin bu kalitesini ve iş yapabilme potansiyelini açıklamaya yardımcı olan işlemler “ekserji” olarak adlandırılır.

Enerjinin işe çevrilebilme potansiyeli olarak tanımlanan ekserji, sıcaklık, basınç, buhar oranı ve çevre koşullarına göre elde edilebilen en fazla yararlı işi ifade eder. Bir hal değişimi sırasında kaybedilen iş potansiyeli ise ekserji kaybı olarak adlandırılır. Bu ekserji kayıpları ile elde edilen iş birbiriyle ters orantılıdır. Eğer bir sistemin

performansı artırılmak isteniyorsa, kayıplarının en aza indirilmesi gerekir (Çengel ve Boles, 2008).

Ekserji analizi, termodinamiğin I. ve II. kanununu esas alır ve enerji sistemlerinin en uygun şekilde değerlendirilmesini sağlar. İkinci kanun verimliliği olarak da ifade edilen ekserji, ekserji analizinin sonunda elde edilir ve sistemdeki termodinamik kayıplar hakkında bilgi verir. Bulunan bu sonuçlar, sistemin performansının en iyi şekilde geliştirilmesini sağlar (Kanoğlu, 2007).

Bu tezin amacı, dört stroklu, dört silindirli bir Dizel motorunda, biri genetiği değiştirilmiş soya fasulyesinden elde edilmiş olmak üzere, üç farklı alternatif yakıt kullanarak enerji ve ekserji analizi yapmak, ve bu analiz sonuçlarına göre sistemin tersinmezliğini, tersinmezliğe ve ortam sıcaklığına bağlı olarak meydana gelen entropisini, kayıplarının büyüklüklerini ve yerini, yakıtların enerjetik ve ekserjetik güçlerini ve sistemin enerji ve ekserji verimlerini belirlemektir.

## BÖLÜM 2

### LİTERATÜR TARAMASI

Literatürde, “içten yanmalı motorlara” enerji ve ekserji analizi uygulanması ile ilgili birkaç çalışma vardır. Flynn et al. (1984), turboşarjlı Dizel motorlara enerji ve ekserji analizi uygulaması için bilgisayar modellemesi geliştirdi. Flynn et al.’a (1984) göre, yanma tersinmezliğe katkıda bulunan esas etmendir. Van Gerpen and Shapiro (1990), tek bölge modeli kullanan Dizel motora kullanılabilirlik analizi uyguladı. Analiz, yanma zamanının etkilerini, kütleli yanma değerini, ısı transferi değerini ve sistem verimliliğini kapsadı. Fijalkowski and Nakonieczny (1997), turboşarjlı Dizel motorların egzoz sisteminde meydana gelen tersinmezliklere ekserji modellemesi geliştirdi. Egzoz sistemindeki ekserji yıkımının, çeşitli kanallar boyunca viskoz egzoz gazının yüksek akış hızı, termodinamik prosesin tersinmezliği, egzoz sisteminin duvarları boyunca ısı değişimi gibi ana proseslerden dolayı oluştuğu sonucuna vardı. Köktürk (1999), içten yanmalı motorlara deneysel verileri kullanarak enerji ve ekserji analizi uyguladı. Her bir hızdaki ekserji kaybı birbiriyle kıyaslandı ve ekserji analizleri sonucunda, minimum ekserji kaybı, en ekonomik işletme hızı olarak 2580 dev/dak’da bulundu. Nakonieczny (2002), turboşarjlı Dizel motorlarda entropi üretimi modellemesini açıkladı. Uçkun (2004), Dizel motorunda çeşitli biyodizel yakıtlarının kullanılabilirliğini ve test motorunda kullanılan bu yakıtların ekserjetik değerlendirmesini sundu. Dizel motorun yakıt ekserjisini, ekserji kayıplarını, termal verimini, ısı kayıplarını belirledi. Parlak (2005), performansta yanma ve ısı transferi etkisini dikkate alarak Dizel çevrim analizi gerçekleştirdi. Isı transferinde kesme oranı ve sıkıştırma oranı analiz edildi. Yılbaşı (2007), biyodizel ve Dizel yakıtı kullanan dört stroklu ve dört silindirli Dizel motorunu farklı motor hızlarında test etti. Motorun parametrik değerleri belirlendi. Ekserji kayıpları bulundu ve her motor hızı için birbiriyle kıyaslandı. En yüksek ekserji kaybı egzoz gazında ve en ekonomik çalışma hızı 2000 dev/dak olarak belirlendi. Sayin et al. (2007), 91 oktan, 93 oktan ve 95,3 oktan yakıtlarını kullanan dört silindirli, dört stroklu buji ateşlemeli motora enerji ve ekserji analizi uyguladı. Yakıtların her bir testi, motor torku 20 Nm ve 40 Nm, motor

hızı 1200 dev/dak ve 2400 dev/dak iken yapıldı. Sistemin veriminde, yanmanın en önemli parametre olduğu ve 91 oktan yakıtın en iyi enerjetik ve ekserjetik performansa sahip olduğu belirlendi. Kanoglu et al. (2008), türbin, kompresör, soğutucu ve radyatör içeren 19 MW gücünde turboşarjlı sabit Dizel motorun ekserjetik değerlendirmesini yaptı. Hava giriş sıcaklığı ve basıncının ekserjetik verim üzerindeki etkileri incelendi. Motorun ekserjetik verimi % 40,5 olarak bulundu.

Çeşitli tip içten yanmalı motorlara ikinci kanun uygulanması ile ilgili literatürde 1963 ve 2008 yılları arası çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalar Çizelge 2.1'de ayrıntılı olarak, kronolojik sırada verilmiştir.

**Çizelge 2.1** Literatür araştırması temel verileri (Rakopoulos and Giakoumis, 2006)

Yıl	Araştırmacı	Yayın	Ateşleme	Çevrim	Silindir	Çap (mm)	Strok (mm)	Güç (kW)	Hız (dev/dak)	Operasyon Koşulu	Termodinamik Model	Sistem Açıklaması
1963	Patterson and Van Wylen	SAE	SI	4	1	100	62,5	13	2800	Sabit durum	İki-bölge	Açık çevrim
1983	Beretta and Keck	Combust Sci. Technol.	-	4	-	-	-	-	-	Sabit durum	İki-bölge	Açık sistem
1984	Flynn et al.	SAE	CI-DI	4	6	140	152	300	2100	Sabit durum	Tek-bölge	Silindir, manifoldlar, T/C
1984	Primus	SAE	CI-DI	4	6	140	152	268	1900	Sabit durum	Tek-bölge	Egzoz manifold, türbin
1984	Primus et al.	SAE	CI-DI	4	6	140	152	185/220	2100	Sabit durum	NA*	Silindir, manifoldlar, T/C
1986	Primus and Flynn	ASME	CI-DI	4	6	125	136	224	2100	Sabit durum	Tek-bölge	Silindir, manifoldlar, T/C
1987	Zellat	Entropie	CI	4	NA	570	750	109,5/sil.	338	Sabit durum	Kapsamlı	Silindir, manifoldlar, T/C
1988	Alkidas	ASME	CI-DI	4	1	130	153	3,14-33	1200/1800	Sabit durum	Kapsamlı	Açık çevrim
1988	Lior and Rudy	Energy Conv. Mgmt.	SI	-	-	-	-	-	-	Sabit durum	İdeal çevrim	Açık çevrim
1988	McKinley and Primus	SAE	CI-DI	4	6	125	136	224	2100	Sabit durum	Tek-bölge	Açık çevrim
1989	Alkidas	SAE	CI-DI	4	1	130	153	3,14-33	1200/1800	Sabit durum	Kapsamlı	Açık çevrim
1989	Lipkea and DeJoode	SAE	CI-DI	4	6	NA	NA	170	2200	Sabit durum	Çok-bölge	Silindir, manifoldlar, T/C

**Çizelge 2.1** Literatür araştırması temel verileri (Rakopoulos and Giakoumis, 2006) (devam)

Yıl	Araştırmacı	Yayın	Ateşleme	Çevrim	Silindir	Çap (mm)	Strok (mm)	Güç (kW)	Hız (dev/dak)	Operasyon Koşulu	Termodinamik Model	Sistem Açıklaması
1989	Shapiro and Van Gerpen	SAE	SI-CI	4	1	114	114,3	NA	NA	Sabit durum	İki-bölge	Kapalı çevrim
1989	Kumar et al.	Int. Com. Heat Mass T.	CI-DI	4	1	100	100	NA	2000	Sabit durum	Tek-bölge	Kapalı çevrim
1990	Van Gerpen and Shapiro	ASME	CI	4	1	114	114,3	NA	NA	Sabit durum	Tek-bölge	Kapalı çevrim
1991	Boza et al.	SAE	CI	4	4	NA	NA	55,6	4500	Sabit durum / Süreksiz	Tek-bölge	Silindir, manifoldlar, T/C
1991	Zhecheng et al.	SAE	SI	4	4	88	82	76	5500	Sabit durum	İki-bölge	Kapalı çevrim
1991	Sato et al.	SAE	SI	2	1	62	58	NA	2500	Sabit durum	İki-bölge	Açık çevrim
1992	Gallo and Milanez	SAE	SI	4	1	80	79,5	NA	2000/5200	Sabit durum	İki-bölge	Açık çevrim
1993	Rakopoulos	Energy Conv. Mgmt.	SI	4	1	76,2	111,2	NA	2500	Sabit durum	Tek-bölge	Kapalı çevrim
1993	Rakopoulos and Andritsakis	ASME	CI-DI	4	1	85,7	82,55	NA	1500-2500	Sabit durum	Tek-bölge	Kapalı çevrim
1993	Rakopoulos et al.	Heat Recov. Syst. CHP	CI-DI	4	1	85,7	82,55	NA	1500-2500	Sabit durum	Tek-bölge	Kapalı çevrim
1994	Velasquez and Milanez	SAE	CI-DI	4	1	105	109	NA	3200	Sabit durum	Tek-bölge	Açık çevrim
1995	Li et al.	SAE	CI-IDI	4	1	95	115	NA	2000	Sabit durum	Tek-bölge	Açık çevrim
1997	Alasfour	Appl. Therm. Eng.	SI	4	1	80,2	88,9	4,9	1700	Sabit durum	Deneysel	Açık çevrim
1997	Rakopoulos and Giakoumis	Appl. Therm. Eng.	CI	4	6	140	180	236	1500	Sabit durum	Tek-bölge	Silindir, manifoldlar, T/C

**Çizelge 2.1** Literatür araştırması temel verileri (Rakopoulos and Giakoumis, 2006) (devam)

Yıl	Araştırmacı	Yayın	Ateşleme	Çevrim	Silindir	Çap (mm)	Strok (mm)	Güç (kW)	Hız (dev/dak)	Operasyon Koşulu	Termodinamik Model	Sistem Açıklaması
1997	Rakopoulos and Giakoumis	Energy	CI	4	1	76,2	111,2	NA	1350-2250	Süreksiz	Tek-bölge	Silindir, manifoldlar, T/C
1997	Rakopoulos and Giakoumis	Energy Conv. Mgmt.	CI-IDI	4	6	140	180	236	1500	Sabit durum	Tek-bölge	Silindir, manifoldlar, T/C
1997	Fijalkowski and Nakonieczny	Proc. Inst. Mech. Engrs.	CI	4	6	NA	NA	NA	2200	Sabit durum	Karakteristikler metodu	Egzoz manifold,türbin
1998	Anderson et al.	SAE	SI-Miller	4	4	86	86	6,66	2000	Sabit durum	İki-bölge	Açık çevrim
1999	Kohany and Sher	SAE	SI	4	V8	101,6	88,4	-	1400	Sabit durum	İki-bölge	Açık çevrim
1999	Köktürk	YÖK	SI	4	4	NA	NA	11,7-37,54	990-3480	Sabit durum	Deneysel	Açık çevrim
2000	Caton	Energy	Adiab. Const. V.	-	-	-	-	-	-	Sabit durum	Tek-bölge	Yanma
2000	Caton	SAE	SI	4	V8	101,6	88,4	21,9	700-2800	Sabit durum	İki-bölge	Açık çevrim
2001	Kyritsis and Rakopoulos	SAE	CI-DI	4	1	85,7	82,55	NA	2000	Sabit durum	Tek-bölge	Kapalı çevrim
2001	Rakopoulos and Kyritsis	Energy	CI-DI	4	1	85,7	82,55	NA	NA	Sabit durum	Tek-bölge	Kapalı çevrim
2002	Caton	SAE	SI	4	V8	102	88,4	21,9	1400	Sabit durum	Üç-bölge	Açık çevrim
2002	Nakonieczny	Energy	CI	4	4	110	120	52	2850	Sabit durum	Karakteristikler metodu	Egzoz manifold,türbin
2002	Abdelghaffar et al.	ASME	CI	4	4	91,4	127	25-152 Nm	1000-2000	Sabit durum	Kapsamlı/deneysel	Açık çevrim

**Çizelge 2.1** Literatür araştırması temel verileri (Rakopoulos and Giakoumis, 2006) (devam)

Yıl	Araştırmacı	Yayın	Ateşleme	Çevrim	Silindir	Çap (mm)	Strok (mm)	Güç (kW)	Hız (dev/dak)	Operasyon Koşulu	Termodinamik Model	Sistem Açıklaması
2003	Sobiesiak and Zhang	SAE	SI	4	V8	93	86,5	NA	4000	Sabit durum	İki-bölge	Açık çevrim
2004	Rakopoulos and Giakoumis	Energy	CI	4	6	140	180	236	1500	Süreksiz	Tek-bölge	Silindir, manifoldlar, T/C
2004	Rakopoulos and Giakoumis	SAE	CI	4	6	140	180	236	1500	Transient	Tek-bölge	Silindir, manifoldlar, T/C
2004	Uçkun	YÖK	DI	4	4	106,5	127	57,1	2100	Sabit durum	Deneysel	Açık çevrim
2005	Kanoglu et al.	Energy Conv. Mgmt.	DI	-	18	480	600	5808 kW/m <sup>2</sup>	514	Sabit durum	Deneysel	Açık çevrim
2005	Parlak	Energy Conv. Mgmt.	CI-IDI	4	1	76,2	110	3,1-6,7	1000-2000	Sabit durum	İdeal çevrim/deneysel	Açık çevrim
2005	Parlak et al.	Energy Conv. Mgmt.	CI-DI	4	6	105	114,9	136	2400	Sabit durum	Deneysel	Açık çevrim
2005	Rakopoulos and Giakoumis	Appl. Therm. Eng.	CI-IDI	4	6	140	180	236	1500	Süreksiz	Tek-bölge	Açık çevrim
2005	Caton	SAE	SI	4	V8	101,6	88,4	-	2500	Sabit durum	Üç-bölge	Açık çevrim
2005	Rakopoulos and Giakoumis	SAE	CI-IDI	4	6	140	180	236	1500	Sabit durum / süreksiz	Tek-bölge	Açık çevrim
2005	Kopac and Kokturk	Int. Journal of Exergy	SI	NA	NA	NA	NA	103-135 Nm	990-3480	Sabit durum	Kapsamlı	Açık çevrim
2005	Ozcan and Soylemez	Int. Journal of Exergy	SI	4	4	NA	NA	NA	2000	Sabit durum	İki-bölge	Kapalı çevrim
2006	Rakopoulos and Giakoumis	Energy	CI	4	6	140	180	236	1500	Süreksiz	Tek-bölge	Açık çevrim



**Çizelge 2.1** Literatür araştırması temel verileri (Rakopoulos and Giakoumis, 2006) (devam)

Yıl	Araştırmacı	Yayın	Ateşleme	Çevrim	Silindir	Çap (mm)	Strok (mm)	Güç (kW)	Hız (dev/dak)	Operasyon Koşulu	Termodinamik Model	Sistem Açıklaması
2006	Rakopoulos and Kyritsis	Hydrogen Energy	CI-SI	-	-	-	-	-	-	Sabit durum	Tek-bölge	Kapalı çevrim
2007	Sayin et al.	Int. Jour. of Energy Res.	SI	4	4	84	71,5	58,88	3400	Sabit durum	Deneysel	Açık çevrim
2007	Yılbaşı	YÖK	DI	4	4	100	100	46	2400	Sabit durum	Deneysel	Açık çevrim
2008	Kanoglu et al.	Int. Journal of Exergy	-	4	4	NA	NA	19000	NA	Sabit durum	Deneysel	Açık çevrim
2008	Abusoglu and Kanoglu	Appl. Therm. Eng.	DI	-	18	480	600	5808 kW/m <sup>2</sup>	514	Sabit durum	Deneysel	Açık çevrim

Bu tez çalışmasında, Tat et al. (2007) tarafından yapılan deneylerde kullanılan üç farklı yakıt için deney sonuçları esas alınarak, sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Enerji ve ekserji analizi, standart Dizel No. 2 ve iki farklı biyodizel yakıtı kullanan dört stroklu, turboşarjlı bir Dizel motora uygulanmıştır.

Dizel motora uygulanan bu ekserjetik çalışma da, diğer çalışmalardan farklı olarak, motorda yakıt olarak Dizel No. 2, soya yağı katkılı metil ester (SME), genetiği değiştirilmiş yüksek oleikli soya yağı metil ester (HOME) gibi özel yakıtlar kullanılmıştır. Ayrıca, motordaki ekserji yıkımı ve deneyin gerçekleştiği çevre sıcaklığına bağlı olarak oluşan toplam entropisi kW/K cinsinden bulunmuş ve sistemin açısal hızı ile torku esas alınarak motorun efektif gücü kW cinsinden belirlenmiştir. Bununla birlikte motorun ekserji verimini etkileyen parametreler ve büyüklükleri işlemlerle ayrıntılı olarak belirtilmiştir.

## BÖLÜM 3

### İÇTEN YANMALI MOTORLAR

#### 3.1 İçten Yanmalı Motor

Isıyı, mekanik enerjiye çeviren mekanik sistemlere “motor” denir. Yani motorlar, kullandıkları yakıtların yanmasıyla ortaya çıkan ısı, mekanik enerjiye çevirmek suretiyle güç elde ederler. Motorlar, enerjinin dönüşümüne göre içten ve dıştan yanmalı olarak ikiye ayrılır. Yanma, motorun içinde gerçekleşiyorsa ve elde edilen işi yanma sonucu oluşan ürünler yapıyorsa, bu motor “içten yanmalı motor” olarak adlandırılır. Bunlar piston (Dizel, benzin motorları), türbin (gaz türbini) ve lüle (jet motoru) ile mekanik enerjiye dönüşür. Eğer yanma, motorun dışında gerçekleşiyorsa ve ısı değiştiricisi kullanılmak suretiyle iş gazlarına ısı iletimi yapılıyorsa, bu tür motorlar “dıştan yanmalı motor” olarak tanımlanır. Buhar türbinleri ve Stirling motorlar bu guruba girmektedir.

Ekonomik, güvenilir ve kolay kullanılmasından dolayı pistonlu motorlar, en çok kullanılan içten yanmalı motorlardır. Kullanılacağı amaca göre üretilen bu motorların, gücü 60 bin BG ve devir sayısı 90 dev/dak ile 7500 dev/dak arasında olabilmektedir. İçten yanmalı pistonlu motorlarda, sıcaklık ve basınç yükselmesinden dolayı, krank-biyel ve piston mekanizmaları ile iş, mekanik işe dönüştürülür. Bunlar, kullandıkları yakıt ve çevrime göre değerlendirilir (Kılıç, 2004).

#### 3.2 İçten Yanmalı Motorların Tarihçesi

İlk içten yanmalı makine, 1794 yılında “Street” tarafından yapılmıştır. Tersine çevrilmiş bir silindir ile hareketli bir pistondan oluşan bu makine de, silindirin alt tarafı (silindir kafası) bir ocak vasıtasıyla ısıtılırken üst kısımları suyla soğutulmuştur. Bu ilk makinede yakıcı madde olarak birkaç damla terebantın esansı kullanılmıştır ve yanmayı

temin edecek havayı silindire çekebilmek için piston, bir levye vasıtasıyla yukarı doğru hareket ettirilmektedir. Ayrıca piston, silindir kafasına açılmış bir aralığa temas ettirilen harici bir alevin, karışımı yakmasıyla yukarıya hareket edebilmektedir. Düşük basınç yaratarak pistonun aşağıya dönüşünü sağlamak için, silindirler su ceketiyile soğutulmuştur (Küçükşahin, 1990)

1824 yılında, Fransız mühendis “Sadi Carnot” tarafından içten yanmalı Dizel motorlarının temel ilkeleri ortaya atılmıştır:

- Sıkıştırılmış hava içinde yakıtın kendiliğinden yanması. 15/1 oranında sıkıştırılmış 300 °C’ye kadar ısınan havanın kuru odun parçalarını yaktığı.
- Havanın yanma işleminden önce sıkıştırılması. Yanmanın, atmosferik basınçtan daha büyük olan yüksek basınçta olması ve yakıtın sıkıştırma sonunda ilave edilmesi düşünülmüş ve böylece enjektörü keşfedilmiştir.
- Silindirlerin soğutulması. Silindir duvarlarının devamlı bir işletme için soğutulması gerektiği düşünülmüştür.
- Yanma sonucu oluşan egzoz gazlarının ısısından yararlanma. Carnot’un bu buluşundan, egzoz gazlarını bir kazanın boruları arasından geçirmek suretiyle yararlanma yoluna gidilmiştir. Günümüzde de gemilerde ve endüstride bu ilkedden yararlanılarak egzoz gazlarının artık ısısından faydalanılmaktadır. Özellikle Dizel motorlarıyla donatılmış gemilerdeki yardımcı kazanlar hem akaryakıt ve hem de egzoz gazlarıyla çalışacak şekilde yapılmaktadır.

Lenoir, ilk ticari içten yanmalı makineyi 1860 yılında yapmıştır. Bu makine, pistonlu buhar makinesine benzemekte ve çift etkili iki strok çevrimli prensiple çalışmaktadır. Buhar makinesinin aksine, hava-yakıt karışımı piston tarafından silindire girmekte ve bu karışım bir buji yardımıyla ateşlenmekte ve piston strokunun sonuna itilmektedir. Egzoz gazları ise dönüş strokunda dışarıya atılmaktadır (Grohe, 1999). Lenoir’in makinesi iyi çalışmasına rağmen, yanmanın atmosferik basınçta oluşu sebebiyle termik verimin yaklaşık olarak % 4 - % 5 civarında olması bir sakınca olarak görülmektedir.

Beau De Rochas, 1862 yılında içten yanmalı makinelerin verimini artırmak için aşağıdaki fikirleri ileri sürmüştür:

- Genişleme işleminin en hızlı sürede gerçekleşmesi
- Mümkün olan en büyük silindir hacmi ile en az soğutma yüzeyi
- Genişleme işlemi başlangıcında mümkün olan en az basınç

Otto, Langen ile işbirliği yaparak çok büyük hacimli bir serbest pistonlu makine imal etti. 1876 yılında da, ilkeleri Beau De Rochas tarafından ortaya konulan dört stroklu makineyi yaptı. Bu makine, bugünün tek etkili benzin ve Dizel motorlarına benzemektedir. Uzun genişleme stroku nedeniyle enerjinin daha ekonomik kullanılmasına olanak tanıyan bu motorun yüksekliği 2 m civarında, gücü 0,7 kW ile 2,2 kW arasındadır (Grohe, 1999).

Ackroyd – Stuart, 1890 yılında “Patlayıcı bir karışımın yanıcı buharları veya hava ile benzin karışımının çok erken yanmasına mani olmak için, devamlı bir kıvılcım ya da iyice ısıtılmış bir ateşleme kafası şeklinde ve silindir ile temasta bulunan daimi bir ateşleyiciye lüzum vardır” buluşunun patentini almıştır.

Dr. Rudolf Diesel tarafından 1892 yılında, havanın belirli bir oranda sıkıştırılması sonucunda oluşan sıcaklığın, yakıtın yanma sıcaklığından yüksek olduğu sonucunu veren ilk makinenin patenti alınmıştır.

V. Frank Duryea tarafından, 1893’de Ausburg da MAN firması bünyesinde, dört strok çevrimli ve başlangıçta soğutmasız olarak üretilmiş ve bir transmisyon sistemine bağlanmıştır (Grohe, 1999). Bu makinede havanın sıkıştırılmasından sonra yakıt üst ölü noktada tedrici bir şekilde püskürtülmeye başlanır ve bir basınç yükselmesi olmaksızın yanma başlar. Yakıtın püskürtülmesi sona erince gaz kütlelerinin genişlemesi başlar.

Rudolf Diesel önce Almanya’da akaryakıt bulunmamasından dolayı, makinesini yakıt olarak kömür tozu yakacak şekilde geliştirmeye çalışmış fakat silindirlerin soğutulmaması ve havanın 100 kg/cm<sup>2</sup>’ye kadar sıkıştırılmak istenmesi, Diesel’in bu ilk makinesinin başarısızlığına sebep olmuştur.

Diesel'in 1895 yılında yaptığı makine başarı ile sonuçlanmıştır. Bu makine; dört stroklu, sıkıştırma sonu basıncı  $30 \text{ kg/cm}^2$  ile  $40 \text{ kg/cm}^2$  arasında olan, su ile soğutmalı ve yakıtı yüksek basınçlı hava ile püskürten bir makineydi (Küçükşahin, 1990).

Münih'li Profesör Schröter, Diesel'in motorunu atölyesinde denemeye almış ve 154 dev/dak hızında 13,1 kW güç elde ettiğini ve kWh başına 324 g yakıt tüketimi gerçekleştirdiğini görmüştür. Yakıt tüketiminin az olmasından dolayı da, zamanının tüm termik motorlarına karşı bir üstünlük sağlamıştır.

Günümüzde, basınç artışından dolayı, ateşleme işlemini kendi kendine yapan motorlar Dizel (Diesel) motoru, buji ile ateşlenen bir motor ise Otto motoru olarak bilinmektedir (Grohe, 1999).

### 3.3 İçten Yanmalı Dizel Motorlar

İlk olarak Rudolf Diesel tarafından bulunan Dizel motoru, bir çeşit içten yanmalı motor olup, yakıtın kimyasal enerjisi, motor silindirleri içinde direkt olarak mekanik enerjiye çevrilir. 35 bin BG'ne kadar güç üreten bu motorlar, günümüzde verimi en yüksek güç üreten makinelerdir.

Bu motorlar 2 veya 4 zamanlı olacak şekilde üretilebilir. Dört zamanlı Dizel motorları genellikle küçük, orta ve büyük güç gerektiren yük taşıtlarında, lokomotiflerde, gemilerde ve jeneratör tahrikinde kullanılabilir. Dizel motorlar, yapısal bakımdan dört zamanlı benzinli motorlara benzemekle beraber, karbüratör ve buji yerine püskürtme pompası ve püskürtme enjektörleri bulunması bakımından da farklılık göstermektedir. Püskürtme pompası, dişli ve krank milinden hareket alarak, yakıtı, yüksek basınç ile enjektör deliğinden silindir içine püskürtür. Tutuşmayı kolaylaştırmak için ise ısıtma bujisi kullanılabilir. Dizel motorlar yağlanma ve soğutulma bakımından da benzinli motorlara benzemektedir. Dizel motorları, elektrik üreten güç santrallerinde, enerji tesislerinde, lokomotiflerde ve kamyon otobüs, otomobil gibi araçlarda kullanılabilir (Kılıç, 2004).

1936 yılında 6 milyon BG güç üreten Dizel motoru kullanılmakta iken bu miktar 1947 yılında 85 milyon BG'ne yükselmiştir. 1956 yılında ise yaklaşık olarak 20 milyon BG kapasiteli Dizel motoru imal edilmiş, 1964 yılında ise 582 adet gemiye 2 bin DW (dead weight) tondan büyük olmak üzere, toplam 4,8 milyon BG kapasiteli motor üretilmiştir (Kılıç, 2004).

Dizel motorların büyük bir kısmı sıvı yakacaklarla çalıştırılmaktadır. Ağır devirle çalışan güç bakımından yüksek Dizel motorlarında ise “Bunker C” fuel oil kullanılmaktadır. Yakıt olarak gaz yakıtlarının bol miktarda bulunduğu yerlerde, çift yakıtlı Dizel motorları kullanmak daha yararlıdır. Çünkü bu tür yerlerde gaz yakacağı ucuz sıvı yakıtlara göre daha ucuzdur. Çift yakıtlı Dizel motorlarda, % 5 Dizel yağ ve % 95 gaz yakıt beraberce yakılabileceği gibi, buji kullanılarak sadece gaz yakıtlar da yakılabilmektedir (Küçükşahin, 1990).

Ayrıca, içten yanmalı su soğutmalı motorlar göz önüne alınarak, parçaları Çizelge 3.1’de listelenmiştir.

**Çizelge 3.1** İçten yanmalı motorların parçaları (<http://tr.wikipedia.org>, 2008)

Motor gövdesi	Silindir kapağı, motor silindiri, silindir kapak contası, silindir gömleği
Krank sistemi	Piston, piston sekmanı, piston pimi, biyel kolu, krank mili, krank mil yatağı, volan
Zamanlama sistemi	Kam mili, triger kayışı, motor supapı, külbütör
Benzinli motor yakıt sistemi	Hava filtresi, karbüratör, benzin enjektörü, benzin filtresi, emme manifoldu
Dizel motor yakıt sistemi	Yakıt deposu, yakıt besleme pompası, mazot filtresi, enjeksiyon pompası, common rail, yanma odası, Dizel enjektörü
Ateşleme sistemi (Benzinli)	Batarya, endüksiyon bobini, distribütör, buji

**Çizelge 3.1** İçten yanmalı motorların parçaları (<http://tr.wikipedia.org>, 2008) (devam)

Elektrik sistemi	Alternatör, batarya, şarj dinamosu, marş motoru, kontak anahtarı
Yağlama sistemi	Yağ pompası, karter, yağ filtresi, yağ soğutucusu, motor yağı
Soğutma sistemi	Motor radyatörü, antifiriz, devirdaim pompası, radyatör kapağı, motor vantilatörü, termostat
Egzoz sistemi	Egzoz manifoldu, egzoz susturucusu, katalitik konvertör
Cebri doldurma	Turboşarj, intercooler, pompa duse, süperşarj

### 3.3.1 Dizel motorların çalışma prensibi

Günümüzde, karma çevrime göre çalışan, mekanik tip Dizel motorları kullanılmaktadır. Dört zamanlı bir Dizel motorun çalışması sırasında çevrimde meydana gelen olaylar, pistonu öteleme hareketi yapmak kaydıyla;

- Emme zamanı
- Sıkıştırma zamanı
- Yanma ve genişleme zamanı
- Egzoz zamanı

şeklinde sıralanır.

1- *Emme zamanı*: Emme supabı açık ve egzoz supabı kapalı iken, pistonun üst ölü nokta (ÜÖN)'dan, alt ölü nokta (AÖN)'ya doğru hareketi esnasında, silindirlere hava alınmaktadır. Bu süre içerisinde silindirler içinde bulunan basınç,  $P = 0,085$  MPa ile  $0,095$  MPa arasındadır. Silindirlere daha fazla hava alınabilmesi için emme supabının açılması, üst ölü noktadan önce yapılır. Emme supabı kapanması ise geç yapılmaktadır. Böylece toplam emme olayı  $220$  krank mili açısı (KMA) ile  $260$  °KMA arasında meydana gelmektedir (Grohe, 1999; Kılıç, 2004).



2- *Sıkıştırma zamanı:* Emme zamanında silindir içine emilen hava, pistonu AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareketi ile sıkıştırılır. Diğer bir ifade ile supablar kapalı olacak şekilde, piston AÖN'dan ÜÖN'ya hareket ederken silindir içindeki karışımı sıkıştırır. Karışımın basıncı ve sıcaklığı, sıkıştırma esnasında sürekli artar. Sıkıştırma sonunda,

Basıncı  $P_2 = 3,0 \text{ MPa}$  ile  $5,0 \text{ MPa}$  arasında

Sıcaklık  $T_2 = 900 \text{ K}$  ile  $1200 \text{ K}$  arasında olur (Grohe, 1999; Kılıç, 2004).

3- *Yanma ve genişleme zamanı:* Bu zamanda çevrimden iş alınmaktadır. Silindirdeki sıkıştırılmış hava içerisine, piston üst ölü noktaya gelmeden önce, enjektörden yakıt püskürtülür. Erken yapılan bu püskürtmeye, püskürtme avansı (PA) denir ve püskürtme avansı açısı  $\alpha_{pa} = 10^0 \text{ KMA}$  ile  $20^0 \text{ KMA}$  arasındadır. Sıkıştırma sonunda enjektörden püskürtülen yakıt,  $900 \text{ K}$  ile  $1200 \text{ K}$  arasındaki sıcaklıkta kendi kendine gecikmeli olarak tutuşur. Bu gecikmeye tutuşma gecikmesi (TG) denir. Tutuşma gecikmesi süresince yanma odasına girmiş olan yakıt kendi kendine tutuşarak, önce hemen hemen sabit hacimde yanar ve püskürtme devam ettikçe sabit basınçta yanma devam eder. Dönme sayısı  $2500 \text{ dev/dak}$  ile  $3000 \text{ dev/dak}$  arasındaki değerlerin üstünde olan motorlarda, yanmanın genişleme zamanı sonuna doğru uzamaması için, yakıtın önemli bir kısmı sabit hacimde, geri kalan kısmı ise sabit basınçta yakılacak şekilde püskürtülür (Kılıç, 2004).

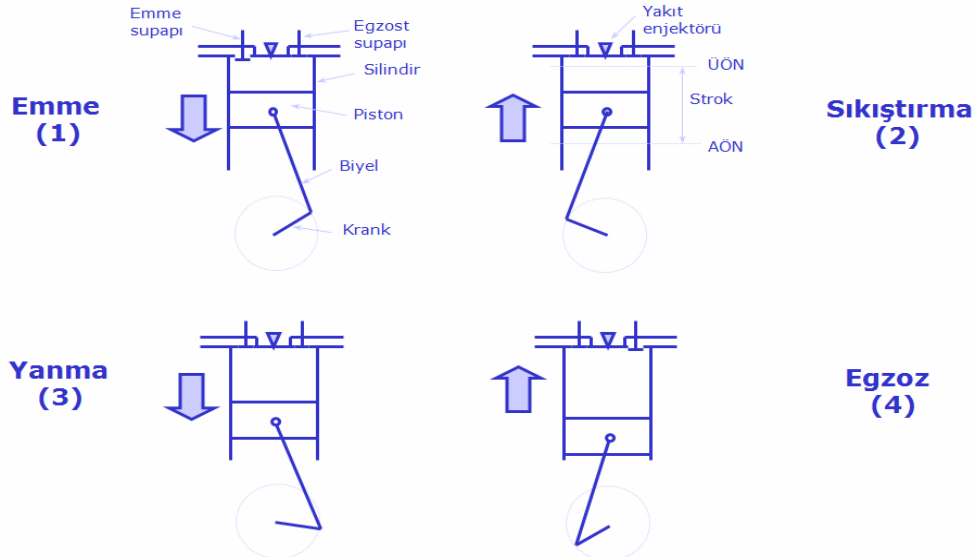
Kılıç'a (2004) göre; Dizel motorunda yanma, önceden karışmış, yaklaşık homojen bir karışımın yanması gibi olmayıp, yakıt damlacıkları ve bunlardan buharlaşan yakıtın oluşturduğu heterojen bir karışımın yanması şeklinde gerçekleşmektedir. Bu yüzden yanma hızı daha düşüktür ve  $1 \text{ kg}$  yakıtın yanması için daha çok havaya ( $20 \text{ kg}$  ile  $30 \text{ kg}$  arasında) gerek vardır. Dizel motorunun gücünü değiştirmek için sadece püskürtülen yakıt miktarını değiştirmek gerekir. Emilen hava miktarı değişmediğinden, güç azaldığında, birim yakıt kütlesi başına düşen hava miktarı artacaktır.

Yanma sırasında püskürtmeli motorlarda	$P_3 = 7,0 \text{ MPa}$ ile $10,0 \text{ MPa}$
Ön yanma odalı motorlarda	$P_3 = 4,0 \text{ MPa}$ ile $8,0 \text{ MPa}$
Maksimum sıcaklık	$T_3 = 1700 \text{ K}$ ile $2100 \text{ K}$ arasında olmaktadır.

Kılıç'a (2004) göre; yanma olayı, egzoz supabı açılmadan önce gerçekleşmeli ve en yüksek basıncın, ÜÖN'dan  $12 \text{ °KMA}$  -  $15 \text{ °KMA}$  kadar sonra meydana gelmesi sağlanmalıdır.

4- *Egzoz zamanı*: Emme supabı kapalı, egzoz supabı açık durumda, pistonun AÖN'dan ÜÖN'ya hareketi esnasında, açık egzoz supabından yanma ürünü gazlar dışarı atılır (Grohe, 1999).

Basınç	$P_4 = 0,4 \text{ MPa}$ ile $0,5 \text{ MPa}$
Sıcaklık	$T_4 = 1000 \text{ K}$ ile $1100 \text{ K}$ arasındadır.



**Şekil 3.1** Dizel motorunda emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz zamanları (<http://www.obitet.gazi.edu.tr>, 2008b)

Sonuç olarak 4 zamanlı çevrimde;

- Yalnız yanma ve genişleme zamanlarında faydalı iş elde edilir.
- Diğer üç zamanda ise yardımcı olaylar sonucu enerji yutulur.

Burada motor;

- Birinci zamanda taze dolguyu emen bir pompa,
  - İkinci zamanda kompresör,
  - Dördüncü zamanda ise egzoz gazlarını dışarı atan pompa, olarak çalışmaktadır.
- Bu zamanlardaki negatif iş (yutulan enerji) çok silindirli motorda diğer silindirlerin verdikleri işle karşılanır.

### 3.3.2 Turboşarj

Turbo, atmosferik basıncın üzerindeki havayı motora göndererek (cebri doldurma), küçük hacimli motorlardan yüksek güç elde edilmesini sağlayan bir çeşit pompadır. Hareketini, yanma sonucu dışarı çıkan egzoz gazının basıncından alır. Kompresör ve türbin mekanizmalarını içerir. Emme tarafında kompresör ve egzoz tarafında türbin bulunur. Çıkan egzoz gazının basıncıyla önce türbin döner ve türbine bağlı mil aracılığıyla kompresör pervanesi döndürülerek, silindire hava gönderilir. Şekil 3.2’de Turboşarjın kesit görünüşü gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Turboşarjın kesit görünüşü (<http://tr.wikipedia.org>, 2008)

Turboşarjın çalışma prensibi şu şekildedir: Yanma sonucu oluşan duman gazları, egzoz sübaplarından egzoz manifolduna doğru itilir. Bu aşamada egzoz gazının basıncı, yol üzerindeki turbonun pervanesini döndürür ve pervane ile gazın önemli bir kısmını türbüne girer. Türbin basınçlı gazla dolduğu andan itibaren ters yöndeki kompresör pervanesi de basınçla dönmeye başlar. Gazı, emme manifolduna giren temiz havanın üzerine basınçla püskürterek, motora giren havanın yoğunluğunu ve basıncını % 50 artırır ve yakıtın daha iyi yanmasını sağlar (<http://www.obitet.gazi.edu.tr>, 2008a).

Turboşarj ile normal bir motora göre (doğal emişli) daha fazla hava silindir içine alınır. Yanma odasına alınan bu hava ile yakıt yanar ve emisyonlar azalır. Dizel motorlarda, düşük güç yoğunluğunu karşılamak üzere turboşarj sistemi kullanılır (Çanakçı, 2004).

## BÖLÜM 4

### ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Ekserji ifadesinin ilk adlarından olan “kullanılabilir enerji” ifadesi 1871 yılında ilk kez Maxwell tarafından kullanılmış, ilerleyen zamanlarda Gibbs, Gouy’s, Stodola ve Kenan tarafından geliştirmişlerdir. 1956 yılında ise ilk kez Rant tarafından “ekserji” kelimesi literatüre geçmiştir. Günümüzde, Amerika genelde “kullanılabilirlik” ifadesini kullanırken, Avrupa “ekserji” terimini tercih etmiştir.

Enerji kaynaklarının en iyi şekilde kullanımını sağlamak için, termodinamiğin I ve II kanununun bir araya getirilmesiyle oluşan analiz teknikleri; “kullanılabilirlik” yani “Ekserji Analizi” olarak adlandırılır (Cengel and Boles, 1996). Ekserji analizi enerji kullanımında önemli değişiklikler sağladığı için kullanışlı bir yöntemdir. Eğer bir termal sistemin termodinamik ayrıntıları en iyi şekilde bilinmek isteniyorsa, enerji analizi ile birlikte ekserji analizi de yapılmalıdır.

#### 4.1 Enerji Analizi

Cengel and Boles (1996) enerjii şöyle tanımlamıştır; “Enerji, bir maddenin veya maddeler sisteminin iş yapabilme yeteneği veya bir başka deyişle, değişikliklere yol açan etken olarak tanımlanabilir”

Rosen and Dincer’e (2001) göre, enerji, hareket üretme yeteneği şeklinde tanımlanmalıdır. Hareket, belirli bir yönü olmayan yani anlamsız iştir (Wall, 1990, 1997).

Enerji; kinetik, potansiyel, kimyasal, elektrik, ısı, manyetik, mekanik ve nükleer enerji gibi değişik biçimler alabilir. Tüm bunların toplamı sistemin toplam enerjisini oluşturur.

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin termodinamik bir kavram olduğunu ve enerjinin korunumunu ve dönüşümünü ifade etmektedir. Bu kanuna göre enerji yok edilemez ve yoktan var edilemez, ancak başka bir enerji formuna dönüşebilir.

#### 4.1.1 Enerji terimleri

Dincer et al.'e (2004) göre: “Elektrik, manyetik alan, yüzey gerilimi ve nükleer reaksiyonun bulunmadığı termal sistemlerde toplam enerji miktarı; kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal enerjinin toplamından oluşur”. Cengel and Boles’e (1996) göre enerji terimleri aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$e = e_{kn} + e_{pt} + e_{ph} + e_{chem} \quad (4.1)$$

Bu denklemdaki “ $e_{kn}$ ” kinetik enerjiyi, “ $e_{pt}$ ” potansiyel enerjiyi, “ $e_{ph}$ ” fiziksel enerjiyi ve “ $e_{chem}$ ” kimyasal enerjiyi belirtmektedir. Birim kütle için ( $m=1$  kg);

- Mekanik enerjinin bir şekli olan ve enerji akımının hızından kaynaklanan “kinetik enerji”, enerjinin bir şeklidir.

$$e_{kn} = \frac{V^2}{2} \quad (4.2)$$

- Yerçekimine ve enerji akımının yüksekliğine bağlı olan “potansiyel enerji”, mekanik enerjinin bir şeklidir.

$$e_{pt} = g z \quad (4.3)$$

- Sistem sınırındaki iş ile iç enerjinin toplamı olan ve enerji akımının entalpisinden kaynaklanan “fiziksel enerji” aşağıdaki şekilde tanımlanır;

$$e_{ph} = u + P v = c_{P(T)} T = h_{(T)} \quad (4.4)$$

Değişken özgül ısılar ile entalpi ve iç enerji;

$$h_{(T_2)} - h_{(T_1)} = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT \quad (4.5)$$

$$u_{(T_2)} - u_{(T_1)} = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) dT \quad (4.6)$$

Sabit özgül ısılar ile entalpi ve iç enerji;

$$h_{(T_2)} - h_{(T_1)} = c_p (T_2 - T_1) \quad (4.7)$$

$$u_{(T_2)} - u_{(T_1)} = c_v (T_2 - T_1) \quad (4.8)$$

denklemleri kullanılabilir (Cengel and Boles, 1996).

- Yakıtlar için kimyasal enerji, yakıtın fiziksel enerjisi ile alt ısı değerinin ( $H_u$ ) veya üst ısı değerinin ( $H_{\bar{u}}$ ) toplamına eşittir.

$$e_{chem} = H_{\bar{u}} + h_{(T)} = H_u + c_{P,F,i} T_i - c_{P,F,o} T_o \quad (4.9)$$

$$e_{chem} = H_u + h_{(T)} = H_u + c_{P,F,i} T_i - c_{P,F,o} T_o \quad (4.10)$$

Yanmış gazlar için kimyasal enerji, gazın fiziksel enerjisi ve oluşum entalpisinin toplamına eşittir.

$$e_{chem} = h_F^o + h_{(T,P)} - h_{(T_0,P_0)} = h_F^o + \Delta h \quad (4.11)$$

$$\bar{e}_{chem} = \bar{h}_F^o + \bar{h}_{(T,P)} - \bar{h}_{(T_0,P_0)} = \bar{h}_F^o + \Delta \bar{h} \quad (4.12)$$

bağıntılarından bulunabilir (Moran, 1999).

#### 4.1.2 Enerji verimi

Bir sistem için enerji dengesi;

$$\boxed{\text{Sistemde depolanan enerji}} = \boxed{\text{Sisteme giren enerjiler}} - \boxed{\text{Sistemden Çıkan enerjiler}} \quad (4.13)$$

şeklinde ifade edilebilir. Sistemden çıkanların enerjisi ise;

$$\boxed{\text{Sistemden çıkan enerjiler}} = \boxed{\text{Ürünlerin enerjisi}} + \boxed{\text{Enerji kaybı}} \quad (4.14)$$

şeklinde yazılabilir (Rosen and Dincer, 2003).

Sistem bileşenlerinin çıkışındaki enerji miktarlarının, girişindeki enerji miktarlarına oranına “enerji verimi” denir.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_{fuel}} \quad (4.15)$$

Burada;  $\dot{W}$  net gücü,  $\dot{E}_{fuel}$  yakıt enerjisi akımı ve  $\eta$  enerji verimini ifade eder.

#### 4.1.3 İçten yanmalı motorlarda enerji analizi

Termodinamik sistem için, kontrol hacmindeki kütle ve enerji dengesi aşağıdaki formüllerle açıklanabilir;



$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (4.16)$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (4.17)$$

Burada *in* ve *out* sırasıyla sisteme giriş ve sistemden çıkış durumlarını,  $\dot{Q}$  üretilen ısı,  $\dot{W}$  üretilen net gücü,  $\dot{m}$  kütle akış değerini ve  $h$  özgül entalpiyi ifade etmektedir.

Kontrol hacmindeki net iş aşağıdaki formülle bulunur. Burada,  $\omega$  açısal hızı ve  $T$  motor torkunu ifade etmektedir.

$$\dot{W} = \omega T \quad (4.18)$$

Kontrol hacmindeki enerji akımı giriş değeri ( $\dot{E}_{fuel}$ ), alt ısıl değer  $H_u$  ve kütle akış değeri  $\dot{m}_{fuel}$  kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{E}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} H_u \quad (4.19)$$

Kontrol hacmindeki ısı kaybı, enerji akımı giriş değeri  $\dot{E}_{fuel}$  ve net güç değeri  $\dot{W}$  arasındaki farka eşittir.

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{E}_{fuel} - \dot{W} \quad (4.20)$$

Kontrol hacmindeki termal verim  $\eta$  ise, net güç  $\dot{W}$  ile enerji akımı giriş değeri  $\dot{E}_{fuel}$  oranına eşittir.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_{fuel}} \quad (4.21)$$

## 4.2 Ekserji Analizi

19. yüzyılın sonlarına doğru, termodinamiğin II. kanunu, entropi ve tersinirlik ile ilgili bir ifade olarak ortaya çıkmıştır. Termodinamik problemlerin çözümü için sadece I. kanun yeterli olmadığından, ekserji ya da entropi kavramlarını içeren II. kanunun da I. kanun ile birlikte kullanılmalıdır. Hesaplama kolaylığı, daha sağlıklı sonuçlar verme gibi nedenler, ekserji analizinin tercih edilme sebepleri olarak gösterilebilir.

Karakoç'a (2008) göre ekserji, bazı bilim adamları tarafından şu şekillerde tanımlanmaktadır:

- Belirli bir haldeki sistemin yapabileceği en çok iş (Çengel).
- Ekserji, tersinmez sistemler veya süreçlerde, entropi üretiminin neden olduğu kullanılabilir enerji kaybını belirleyen bir ifadedir (Hepbaşlı)
- Bir termodinamik sistemin ekserjisi, sistemin sadece çevresiyle etkileşimi durumunda, sistemin çevresiyle tümüyle termodinamik denge haline gelirken, elde edilebilecek maksimum teorik yararlı iş (mekanik veya elektrik işi) olarak tanımlanır (Tsatsaronis).
- Bir enerji şeklinin ya da maddenin ekserjisi, onun çevre üzerinde değişim yapabilme potansiyeli, kalitesi ya da kullanılabilirliğinin bir ölçüsüdür (Dinçer)
- Ekserji, sistemin çevresiyle etkileşimi sonucu, ısı transferinin sadece çevreyle olması durumunda elde edilebilecek maksimum teorik yararlı iştir (Bejan).
- Ekserji, herhangi bir maddenin, çevresiyle tersinir anlamda termodinamik denge haline gelmesi esnasında elde edilebilecek maksimum iştir (Szargut).
- Ekserji, gazlarda, sıvılarda ya da bir kütlede, herhangi bir referans ortama göre var olan dengesizliğin neden olduğu iş potansiyelidir (Ahem).
- Ekserji, enerjinin tamamen diğer enerji şekillerine dönüşebilen kısmıdır (Rant).

Bir sistemin, çevresiyle termodinamik dengede bulunması, o sistemin ölü halde olduğunu ifade etmektedir. Sistemin, çevre sıcaklığında (25 °C) ve basıncında (101,23 kPa) olduğu duruma “ölü hal” denir. Bir diğer tanım da sadece basınç ve sıcaklığın dengede olduğu “sınırlandırılmış ölü hal”dir. Çok büyük miktarda enerji içeren

atmosferden, ölü halde bulunmasından dolayı iş elde edilemez. Eğer bir sistem bulunduğu koşullardan, çevrenin bulunduğu ölü hale getirilirse, maksimum iş elde edilir. Bu maksimum değere “ekserji” denir. Son hal “ölü hal” ise, tersinir iş, ekserjiye eşittir ve tersinir iş ile yararlı iş arasındaki fark, tersinmezlikleri verir (Karakoç, 2008).

Rosen and Dincer’e (2001) göre ise ekserji; “Enerji, çevre ve sürdürülebilir gelişmenin bir karışımı olarak karşımıza çıkar. Enerji, hareket veya hareket üretme yeteneğidir. Ekserji ise, iş ya da iş üretebilme kabiliyetidir” şeklinde tanımlanır.

Karakoç’a (2008) göre; hesaplamalarda kolaylık sağlaması bakımından bazı kabuller ve basitleştirmelerin yapılması gerekmektedir;

- Herhangi bir sistem, bir çevre ortam içerisinde çalışır.
- Ekserji hesaplamalarında, çevrenin öneminin yanında, çevre ile sistem arasındaki sınırın belirlenmesi de büyük önem taşır.
- Buna göre çevre basitçe, sistem içerisinde olmayan diğer her şey olarak tanımlanabilir”.

Dincer (2002) tarafından ekserji ve enerji kavramları, Çizelge 4.1’de karşılaştırılmaktadır.

**Çizelge 4.1** Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması (Dincer’den, 2002)

Enerji	Ekserji
Çevresel değişkenlere değil, sadece madde veya enerji akış değişkenlerine bağlıdır.	Her ikisine bağlıdır.
Sıfırdan farklıdır ( $E=mc^2$ ).	Ölü durumda sıfırdır.
Termodinamiğin I. kanunu ile ifade edilir.	Tersinir prosesler için termodinamiğin I. kanunuyla gösterilir, tersinmez proseslerde kısmen veya tamamen yok olur.
Hareketi üretme kabiliyetidir.	İş üretme kabiliyetidir.
Prosesde korunur. Yoktan var ya da vardan yok olmaz.	Tersinir proseslerde korunur, tersinmez proseslerde ise tüketilir.
Miktarın (niceliğin) bir ölçüsüdür.	Niceliğin ve entropi nedeniyle niteliğin (kalitenin) bir ölçüsüdür.

Dincer'e (2002) göre ekserji analizi yapmanın önemi aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

- Enerji kullanımının çevreye etkilerini en iyi şekilde belirler.
- Enerji sistemlerinin daha iyi analiz ve dizayn edilebilmesi için kullanılan etkin bir yöntemdir.
- Verimi yüksek kaynakların kullanımını destekler. Kayıpların, yeri ve büyüklüğü hakkında bilgi verir.
- Daha verimli enerji sistemleri tasarlamayı mümkün kılar.
- Sürdürülebilir gelişmeye ulaşmada ve enerji politikalarını belirleme de önemli bir etkidir.

Kay (2002) tarafından ekserji ve entropi arasındaki farklılıklar Çizelge 4.2'de gösterilmiştir. Karşılaştırmaya göre ekserji ve entropi zıt değildir. Ekserji, enerji dönüşümü sırasında, kazanılan enerji hakkında elde edilen yararlı bilgidir. Entropi artışı ise, enerji dönüşümü sırasında, enerji hakkında ortaya konulan belirsizliktir.

**Çizelge 4.2** Entropi ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması (Kay'dan, 2002)

Entropi	Ekserji
Enerjinin ne kadar tersinmezlik ve belirsizlik ürettiğini açıklar.	Enerjiyle neler yapılabildiğini açıklar
Enerjinin ne olduğu hakkında bilgi verir.	Enerjiyle bir şey yapmanın potansiyeli hakkındadır.
Bir prosesteteki tersinmezliği açıklar.	Durumun, dengenin ne kadar dışında olduğunu, bu durumla yararlı bir şey yapıp yapılamayacağını belirtir.
Entropi artışı, enerji dönüşümü sırasında ortaya çıkan belirsizliktir.	Ekserji, enerji dönüşümü sırasında, elde edilen enerji hakkında bilgi verir.

#### 4.2.1 Ekserji terimleri

Ekserji analizinde, sisteme giren ( $\dot{E}x_{in}$ ) ve sistemden çıkan ( $\dot{E}x_{out}$ ) ekserji akımları birbirine eşittir ve bu eşitlikten yararlanılarak ekserji analizine başlanır.

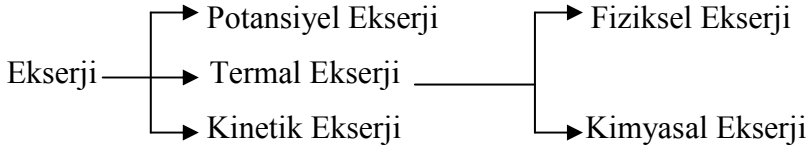
$$\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{out} \quad (4.22)$$

Birim kütle için toplam ekserji miktarı, kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal ekserjilerinin toplamından oluşur.

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_{kn} + \mathcal{E}_{pt} + \mathcal{E}_{ph} + \mathcal{E}_{chem} \quad (4.23)$$

Burada; “ $\mathcal{E}_{kn}$ ” kinetik ekserjiyi, “ $\mathcal{E}_{pt}$ ” potansiyel ekserjiyi, “ $\mathcal{E}_{ph}$ ” fiziksel ekserjiyi ve “ $\mathcal{E}_{chem}$ ” kimyasal ekserjiyi belirtmektedir.

Akış halindeki ekserji; potansiyel, kinetik, fiziksel ve kimyasal ekserji olarak 4’e ayrılır.



**Şekil 4.1** Akış halindeki ekserji çeşitleri

- *Kinetik ekserji akımı*; düzenli bir enerji formudur, tamamen işe dönüştürülebilir. Kinetik enerji, çevresel referans düzeyine göre hesaplanırsa kinetik ekserji akımına eşit olur.

$$\dot{E}x_{kn} = \dot{m} \left( \frac{V^2}{2} \right) \quad (4.24)$$

Burada,  $\dot{m}$  : Akışkanın kütleli debisi(kg/s),  $V$ : Akışkanın kütle hızı(m/s)

- *Potansiyel ekserji akımı*; potansiyel enerji, çevresel referans düzeyine göre hesaplanırsa potansiyel ekserji akımına eşit olur. Tamamen işe dönüştürülebilir.  $z_0$ : deniz seviyesinden olan kot farkı (m),  $g$ : yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ ),  $m$ : akış halindeki akışkanın kütleli debisi (kg/s).

$$\dot{E}x_{pt} = \dot{m} g z_0 \quad (4.25)$$

- *Fiziksel ekserji akımı*; akış halindeki bir madde, tersinir fiziksel prosesler ile ilk koşullarından, “ $P_0, T_0$ ” ile belirli çevre koşullarına getirildiğinde elde edilebilen maksimum iş miktarına eşittir (Yılbaşı, 2007).

Moran and Sciubba’ya (1994) göre, “ $h$ ” ve “ $s$ ” terimleri entalpi ve entropi olmak üzere birim kütle için fiziksel ekserji (Ballı, 2008);

$$\varepsilon_{ph} = [(h - h_0) - T_0 (s - s_0)] \quad (4.26)$$

formülünden hesaplanır. Buradaki  $h-h_0$  terimi, 4.1.1 Enerji terimleri kısmındaki değişken veya sabit ısılar ile entalpi formülünden bulunabilir,  $(s-s_0)$  terimi ise;

Değişken özgül ısılar yardımı ile;

$$s_{(T,P)} - s_{(T_0,P_0)} = \int_{T_0}^T \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.27)$$

ve

$$s_{(T,P)} - s_{(T_0,P_0)} = \int_{T_0}^T \frac{c_v(T)}{T} dT + R \ln \frac{v}{v_0} \quad (4.28)$$

Sabit özgül ısılar yardımı ile;

$$s - s_0 = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.29)$$

ve

$$s - s_0 = c_v \ln \frac{T}{T_0} + R \ln \frac{v}{v_0} \quad (4.30)$$

formüllerinden bulunur (Cengel and Boles, 2006).

İdeal gaz kabul edilen, sabit basınçta özgül ısıya sahip hava ve yanmış gazların fiziksel ekserjisi, birim kütle için;

$$\varepsilon_{ph} = c_{P(T)} \left[ T - T_0 - T_0 \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) \right] + R T_0 \ln \left( \frac{P}{P_0} \right) \quad (4.31)$$

denkleminde bulunabilir (Kotas, 1995; Ebadi and Gorji-Bandby, 2005). Bu denklemdeki  $c_p$  sabit basınçta özgül ısı, “ $R$ ” evrensel gaz sabiti, “ $T$ ” sıcaklık ve “ $P$ ” basınçtır.

- *Kimyasal ekserji akımı*; Çevre ile madde ve ısı transferi içeren proseslerin, çevresel durumdan ölü duruma getirildiğinde elde edilebilecek en fazla iş miktarına “kimyasal ekserji” denir (Yılbaşı, 2007). Gündüz’e (1991) göre; “ $T_0$ ,  $P_0$ ” konumundaki madde, “ $T_0$ ,  $P_0$ ” şartlarındaki çevrenin bileşenleri ile dengeye geldiğinde, elde edilen en fazla iş miktarına “kimyasal ekserji” denir.

Ahredts’e (1980) ve Szargut et al.’a (1988) göre; standart kimyasal ekserjiler, çevresel sıcaklık  $T_0 = 298$  K ve basınç  $P_0 = 1$  atm standart değerleri esas alınarak hesaplanan ekserjidir. Kaynaklarda iki referans ekserji çevresi vardır. Bunlar gaz fazındaki kimyasal bileşiklerin, atmosfer bileşenlerine yakın olduğu Model 1 ve ekserji

referans çevresinin kimyasal bileşiminin, doğal çevre bileşimine yakın olduğu Model 2 olarak bilinir.

Çevre havasındaki gaz için standart kimyasal ekserji hesabı aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\mathcal{E}_{chem} = -\bar{R} T_o \ln \frac{y_k^e P_o}{P_o} \quad (4.32)$$

Burada, “ $T_o$ ” ve “ $P_o$ ” çevre koşulları sıcaklığı ve basıncı, “k” gaz çeşidi, “ $y_k^e$ ” k gazının çevre içindeki mol kesridir. Bu formülden;

$$\mathcal{E}_{chem} = -\bar{R} T_o \ln y_k^e \quad (4.33)$$

veya

$$\mathcal{E}_{chem} = \bar{R} T_o \ln \frac{1}{y_k^e} \quad (4.34)$$

bulunur. “ $y_k^e$ ” mol kesri Çizelge 4.3’de gösterilmiştir.

#### 4.2.2 Ekserjetik verim (Ekserji verimi)

Köktürk (1999) ve Yılbaşı (2007) tarafından yapılan analizlerde; enerji ve ekserji değerleri, bir referans çevreye göre hesaplanmaktadır. Bu referans çevre, normal şartlar altında 25 °C sıcaklıkta ve 1 atm basınçta. Kullanılan referans çevresinin entalpisi ise, o çevrenin ekserjisine eşittir ve bu değer sıfırdır (Gündüz, 1991).

$$\psi = \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{E}x_{fuel}} \quad (4.35)$$



burada,  $\dot{E}x_{fuel}$ , sisteme giren ekserji akımıdır (kW).

Bir sistemde verimin yüksek olması için, kayıpların en aza indirilmesi gerekir. Eğer içten yanmalı bir motorda yanma havası çevre şartlarında motora giriyorsa ekserjisi sıfırdır ve bu yüzden giren ekserji olarak sadece yakıt ekserjisi yazılır. Çıkan ekserji ise, yanma sonucu oluşan ekserji ve yanma ürünlerinin ekserjisidir (Uçkun, 2004);

$$\text{Sisteme giren ekserji} = \text{Sistemden çıkan ekserji} + \text{Sistemde yok edilen ekserji} \quad (4.36)$$

#### 4.2.3 Ekserji verimliliğini artırmanın yolları

Hepbaşlı ve Utlu (2007) ve Anon (2008), sistemlerde verimliliği yükseltmeye ve ekserji kaybını azaltmaya yönelik yapılacak analizlerin temel kuralları şöyle sıralamışlardır (Hepbaşlı, 2008);

- Ekserji kaybına neden olan temel noktalar belirlenir. Ekserji kaybı, genellikle ısı transferi, kimyasal reaksiyon, karışım, sürtünme ve gazların genişlemesini içerir.
- Basit kabullerle yapılan uygulamalar belirlenir.
- Kolaylaştırılmış ekserji hesapları kullanılır (ideal gaz, sıkıştırılmazlık).
- Kojenerasyon kullanılarak, sistemlerde ekserji kaybı azaltılır.
- Kimyasal reaksiyon için yanmanın kullanımı, aşırı hava en aza indirilir ve reaksiyona girenler ön ısıtılmaya tabi tutulur.
- Isı transferinin direkt havaya, soğutma suyuna ve soğutucuya transferini engellemek gerekir.
- Isı transferinin meydana geldiği düşük sıcaklıklarda ( $T < T_0$  için) hava ya da ısı akışı ile doğrudan ısı transferinin önlenmelidir.
- Düşük sıcaklıklarda, ısı değişimi uygulandığı zaman, akışlar arasındaki sıcaklık farklılıklarının en aza indirilmelidir.
- İki akış arasında, ısı transferi yolu ile enerji değişiminde, akışkanların ısı transferi ortalamasının kullanımından sakınılmalıdır.

- Gazların genişmesinden dolayı ortaya çıkan tersinmezlikler, yanma ve ısı transferinde ikinci derece öneme sahiptir.
- Aşırı yoğun termodinamik sistemlerden, sıcaklık, basınç gibi farklılıklardan dolayı kaçınılmalıdır.
- Akışkan karışımlarının, sıcaklık, basınç gibi farklılıkları en aza indirilmelidir.
- Büyük kütle akışı, kütle ya da akışkanın ekserjisinin daha verimli kullanımını gerektirir.

#### 4.2.4 Ekserji kavramının önemli boyutları

- Ekserji, ölü durumdaki çevreyle dengede olan sistemden elde edilebilecek maksimum iş miktarıdır.
- Ekserji, sifıra eşit veya sifırdan büyüktür.
- Bir T sıcaklığı ile çevrenin  $T_0$  sıcaklığı arasındaki fark büyürse ekserji de büyür.
- Sistemin potansiyel ve kinetik enerjilerinin tamamı ekserjiye katılır.
- Ekserji, kimyasal ve termomekaniksel (fiziksel, kinetik ve potansiyel) ekserjilerin toplamı olarak anlatılabilir.
- Ekserji, transfer edilebilir ve tersinmezlikler yüzünden tahrip edilebilir ve ekserji dengesiyle tanımlanabilir (Yılbaşı, 2007).

#### 4.2.5 İçten yanmalı motorlarda ekserji analizi

İçten yanmalı motorlara ekserji analizi uygulamadan önce, enerji analizi uygulanmalıdır. Kontrol hacmindeki ekserji dengesi aşağıdaki formülle açıklanabilir.

Denklem (4.22)'deki " $\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{out}$ " eşitliğinden yararlanılarak aşağıdaki formül elde edilir.

$$\dot{E}x_{heat} + \dot{E}x_W = \sum \dot{m}_{in} \varepsilon_{in} - \sum \dot{m}_{out} \varepsilon_{out} - \dot{E}x_{dest} \quad (4.37)$$

burada,  $\dot{E}x_{heat}$ ,  $T$  sıcaklığında ısı transferi ile oluşan ekserji transferi akımı,  $\dot{E}x_w$  ekserjetik güç,  $\dot{m}$  kütle akış değeri,  $\varepsilon$  özgül akış ekserjisi ve  $\dot{E}x_{dest}$  ekserji yıkımı (tersinmezlik) akımı değerini ifade eder.

$T_{cw}$  sıcaklığındaki soğutma suyundan,  $T_0$  sıcaklığındaki çevreye ısı transferi ile oluşan ekserji akımı  $\dot{E}x_{heat}$ , aşağıdaki formülle belirlenir.

$$\dot{E}x_{heat} = \sum \left( 1 - \frac{T_0}{T_{cw}} \right) \dot{Q} \quad (4.38)$$

burada,  $\dot{Q}$  motor soğutma suyu boyunca, motordan çevreye çıkan ısıdır ve aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{fuel} H_u - \left( \dot{E}x_w + m_{out} \Delta h_{out} \right) \quad (4.39)$$

Net ekserjetik güç  $\dot{E}x_w$  ise, net enerjetik güç  $\dot{W}$ 'ya eşittir.

$$\dot{E}x_w = \dot{W} \quad (4.40)$$

Giriş ekserjisi olarak adlandırılan yakıt ekserjisinin ise sadece kimyasal ekserjisi vardır. Havanın ekserjisi ise ihmal edilebilir. Ekserji girişi akımı  $\dot{E}x_{in}$  aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\dot{E}x_{in} = \dot{m}_{fuel} \varepsilon_{fuel} \quad (4.41)$$

burada,  $\dot{m}_{fuel}$  yakıt tüketiminin kütleli değeri ve  $\varepsilon_{fuel}$  yakıtın özgül ekserjisidir. Özgül ekserji  $\varepsilon_{fuel}$  aşağıdaki formülle bulunur.

$$\varepsilon_{fuel} = H_u \varphi \quad (4.42)$$

burada,  $H_u$  yakıtın alt ısı değeri,  $\varphi$  özgül yakıt ekserjisinin bulunmasında kullanılan kimyasal ekserji faktörüdür. Bu kimyasal ekserji faktörü  $\varphi$  aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\varphi = 1.0401 + 0.1728 \frac{h}{c} + 0.0432 \frac{o}{c} + 0.2169 \frac{\alpha}{c} \left( 1 - 2.0628 \frac{h}{c} \right) \quad (4.43)$$

Egzoz ekserjisi olarak adlandırılan çıkış ekserjisi; termomekaniksel ve kimyasal ekserjileri içerir. Buradaki özgül termomekaniksel ekserji “ $\varepsilon_{tm}$ ” aşağıdaki formülle bulunur. Bazı kaynaklarda, termomekaniksel ekserji yerine fiziksel ekserji ifadesi kullanılmaktadır. Termomekaniksel ekserjiye eşit olan fiziksel ekserji, denklem (4.26)’da “ $\varepsilon_{ph}$ ” şeklinde gösterilmiştir.

$$\varepsilon_{tm} = (h - h_0) - T_o (s - s_0) \quad (4.44)$$

burada,  $s$  özgül entropi,  $h$  ise entalpidir. “0” indisi ölü durumu belirtir. Özgül kimyasal ekserji  $\varepsilon_{chem}$  ise aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\varepsilon_{chem} = \bar{R} T_o \ln \frac{y}{y^e} \quad (4.45)$$

burada,  $\bar{R}$  evrensel gaz sabiti,  $T_o$  çevre sıcaklığı,  $y$  egzoz gazı bileşeninin mol kesri,  $y^e$  referans çevredeki bileşenin mol kesridir. Bu mol kesri Çizelge 4.3’de gösterilmiştir.

**Çizelge 4.3** Çevrenin Tanımı (Moran and Shapiro, 2000)

Referans Bileşen	Mol Kesri (%)
N <sub>2</sub>	75,6700
O <sub>2</sub>	20,3500
CO <sub>2</sub>	0,03450
H <sub>2</sub> O	3,03000
CO	0,00070
SO <sub>2</sub>	0,00020
H <sub>2</sub>	0,00005
Diğer	0,91455

Bütün bu değerler bulunduktan sonra, ekserji yıkımı akımı değeri olan  $\dot{E}x_{dest}$ ,  $\dot{E}x_{heat} + \dot{E}x_w = \sum \dot{m}_{in} \epsilon_{in} - \sum \dot{m}_{out} \epsilon_{out} - \dot{E}x_{dest}$  formülünden çekilerek kolayca bulunmaktadır.

Son olarak, ekserji verimi  $\Psi$  şu eşitlikle bulunur;

$$\Psi = \frac{\dot{E}x_w}{\dot{E}x_{in}} \quad (4.46)$$

burada,  $\dot{E}x_w$  net ekserjetik güç,  $\dot{E}x_{in}$  yakıt ekserjisi akımı'da denilen giriş ekserjisi akımı'dır.

## BÖLÜM 5

### BİR DİZEL MOTORUN DENEYSEL ÇALIŞMALARI VE BULGULARI

Bu tezde enerji ve ekserji analizinin uygulandığı deneysel çalışmalar ve yakıtlar Tat et al. (2007) tarafından Amerika Birleşik Devletlerinde Iowa Üniversitesinde yapılmıştır. Deneylerde, deney motoru olarak 4,5 litre, 4 stroklu, turboşarjlı, direkt enjeksiyonlu, 66,5 kW gücünde John Deere 4045T Dizel motoru kullanılmıştır. Bu motorun gücünü ölçmek için ise General Electric marka TLC 2524 model DC dinamometresi kullanılmıştır. Yakıt enjektörü, 0,0315 cm çapında ve dört adettir. John Deere 4045T Dizel motorunun temel özellikleri Çizelge 5.1’de ve görünümü Şekil 5.1’de gösterilmiştir. John Deere 4045T Dizel motorunun egzoz emisyonlarının ölçümünde şu aletler kullanılmıştır (Caliskan et al., 2008):

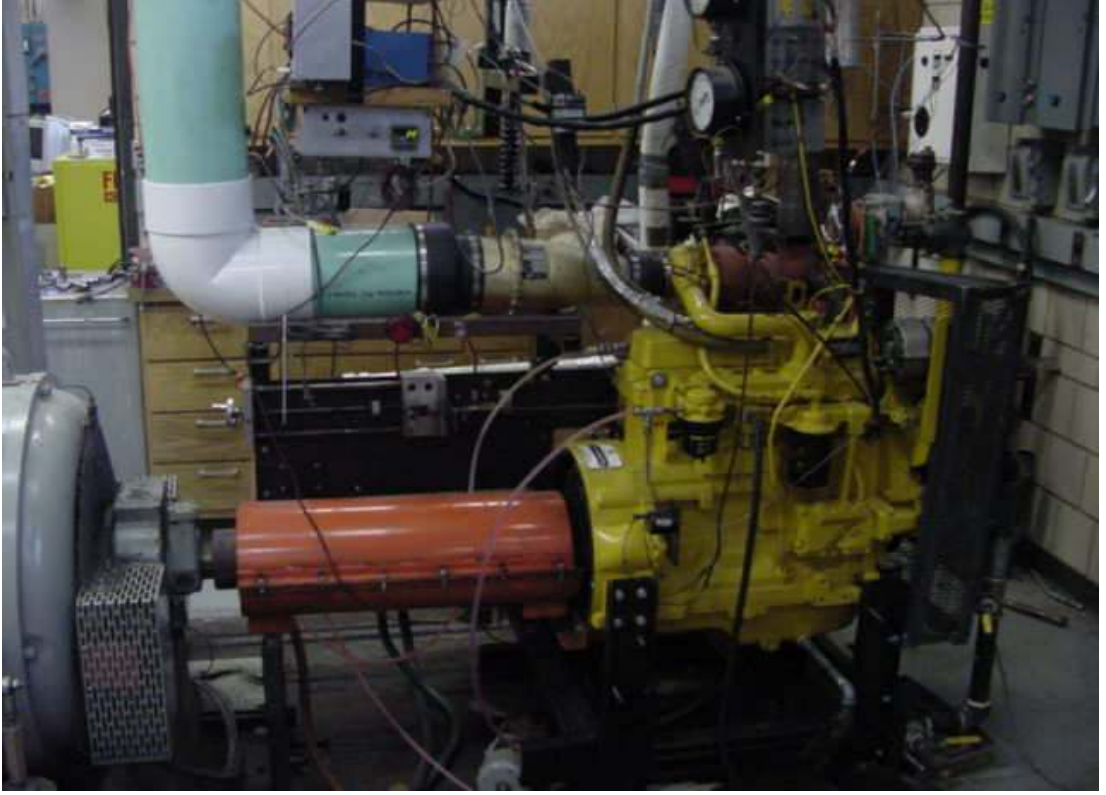
- General Electric marka DC dinamometresi, TLC 2524 modeli
- Beckman Industrial Corp. marka NO/NO<sub>x</sub> analiz cihazı, 955 modeli
- Rosemount Analytical Inc. marka CO analiz cihazı, 880A modeli
- Rosemount Analytical Inc. marka CO<sub>2</sub> analiz cihazı, 880A modeli
- Rosemount Analytical Inc. marka O<sub>2</sub> analiz cihazı, 755R modeli
- Robert Bosch GMBH marka, ETD02050 model is ölçüm cihazı
- J.U.M. Engineering marka, VE7 model HC analiz cihazı

Bütün sıcaklık ölçümlerinde K tip termokapıl (termocouple) kullanılmıştır. Sistemin belirsizlik analizi için motor emisyon testinde “karbon dengesi” kullanılmıştır. Testte kullanılan cihazlar, her test günü kalibre edilmiştir. Bu cihazların hassasiyeti, kalibre işleminden sonra % 0,2’den az olmuştur. Sistemin karbon dengesi, yakıt ile giren C (g/kWh) ve egzoz gazından çıkan C ’nin (g/kWh) oranına eşittir. Hesaplama

karbon dengesi % 92 bulunmuştur. Böylece, emisyonların belirsizliği % 8'den az olarak belirlenmiştir (Caliskan et al., 2008).

**Çizelge 5.1** John Deere 4045T Dizel motorunun özellikleri (Tat and Van Gerpen, 2004; Caliskan et al., 2008)

Motor tipi	John Deere 4045T, 4 stroklu, direct enjeksiyonlu
Piston gömleğinin çapı	106,5 mm
Strok boyu	127,0 mm
Biyel kolu uzunluğu	203,0 mm
Sıkıştırma oranı	17,0:1
Yakıt enjektörü çapı	0,0315 cm
Yakıt enjektörü sayısı	4
Maksimum güç	66,5 kW (2200 dev/dak'da)
Maksimum tork	374 Nm (1200 dev/dak'da)
<u>Motorun çevre şartları</u>	
$P_{atm}$	741 mmHg
Islak sıcaklık	16,11 °C
Kuru sıcaklık	25 °C



**Şekil 5.1** John Deere 4045T Dizel motorunun görünümü

Motor da yakıt olarak; Dizel No. 2, soya yağı katkılı metil ester (SME), genetiği değiştirilmiş yüksek oleikli soya yağlı metil ester (HOME) yakıtları kullanılmıştır. İstatistiksel güvenilirlik için yakıtların üçü de, üçer defa test edilmiş ve bu işlemler esnasında motor 1400 dev/dak hızında ve tam yükleme durumunda ayarlanmıştır. Kullanılan bu yakıtların bazı özellikleri Çizelge 5.2’de verilmiştir. Ayrıca kimyasal denklemleri de aşağıda gösterilmiştir.

- Dizel No. 2,  $C_{14,01}H_{25,00}$
- SME,  $C_{18,74}H_{34,51}O_2$
- HOME,  $C_{18,92}H_{35,73}O_2$



Çizelge 5.2 Yakıtların bazı özellikleri (Tat et al., 2007)

Özellikler	Dizel No. 2	SME	HOME
Karbon (%) <sup>b</sup>	86,66 <sup>a</sup>	77,00	77,00
Hidrojen (%) <sup>b</sup>	12,98 <sup>a</sup>	12,18	12,20
Oksijen (%) <sup>b</sup>	-	10,82	10,80
C/H oranı	6,676	6,322	6,322
Tipik formül	C <sub>14,01</sub> H <sub>25,00</sub>	C <sub>18,74</sub> H <sub>34,51</sub> O <sub>2</sub>	C <sub>18,92</sub> H <sub>35,73</sub> O <sub>2</sub>
Alt ısı değer (kJ/kg) <sup>a</sup>	42414	37383	37,699
Ortalama molekül ağırlığı	194,14 <sup>c</sup>	291,73 <sup>b</sup>	295,25 <sup>b</sup>
Setan numarası (ASTM D613) <sup>a</sup>	42,2	50,4	51,5
Özgül ağırlık <sup>d</sup>	0,8559	0,8796	0,8750
Kinematik viskozite (40 °C de; mm <sup>2</sup> /s) <sup>d</sup>	2,8911	4,5926	4,87

\* Değerler HOME yakıtından alınmış ve University of Idaho'da (A.B.D.) ölçülmüştür

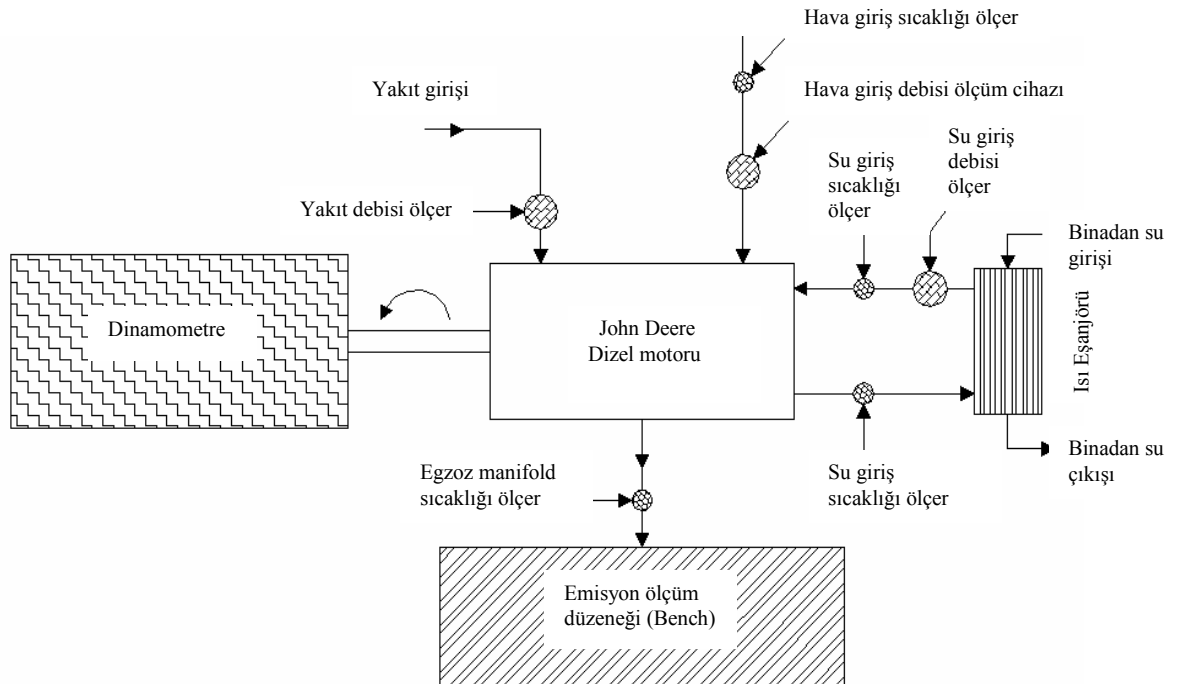
<sup>a</sup> Phoenix Chemical Laboratory, Chicago, IL, A.B.D.'de ölçülmüştür

<sup>b</sup> Yağ asit profilinden ölçülmüştür

<sup>c</sup> Genel yağ üretim metodu 375-86 kullanılarak hesaplanmıştır, <http://www.astm.org>

<sup>d</sup> Iowa State University (A.B.D.)'nin Makine Mühendisliği Bölümü'nde ölçülmüştür

Deneyin şematik olarak görünümü Şekil 5.2'de verilmiştir.



Şekil 5.2 Motor test ünitesinin şematik olarak görünümü

Motor testinden elde edilen veriler Çizelge 5.3’de, emisyon ölçümü sonuçları Çizelge 5.4’de gösterilmiştir.

**Çizelge 5.3** Motor testinden elde edilen veriler

<b>Analiz no</b>	<b>Yakıtlar</b>	$\dot{m}_{fuel}$ kg/s	$\dot{m}_{air}$ kg/s	$T_{ex}$ K	$T_{cw}$ K	n dev/dak	T Nm	$H_u$ kJ/kg
I	Dizel No. 2	0,00304	0,0632	813,15	355,92	1400	353,86	42414,61
II	Dizel No. 2	0,00306	0,0632	815,77	355,92	1400	353,86	42414,61
III	Dizel No. 2	0,00305	0,0632	815,22	355,92	1400	352,51	42414,61
I	SME	0,00343	0,0632	804,11	355,92	1400	353,86	37383,47
II	SME	0,00343	0,0632	805,77	357,55	1400	353,86	37383,47
III	SME	0,00334	0,0632	801,33	355,92	1400	352,51	37383,47
I	HOME	0,00340	0,0632	803,55	356,33	1400	354,54	37699,80
II	HOME	0,00341	0,0621	801,88	355,92	1400	355,22	37699,80
III	HOME	0,00338	0,0632	801,33	355,92	1400	351,15	37699,80

**Çizelge 5.4** Emisyon ölçümü sonuçları

<b>Yakıtlar</b>	<b>Emisyonlar</b>	<b>Analizler (g/kWh)</b>		
		<b>I</b>	<b>II</b>	<b>III</b>
Dizel No. 2	O <sub>2</sub>	289,4446	283,8019	276,9159
	CO <sub>2</sub>	613,6197	614,3033	613,7142
	CO	1,177266	1,407690	1,394349
	NO <sub>x</sub>	7,461901	7,583337	7,548633
	HC	0,180296	0,170807	0,168793
SME	O <sub>2</sub>	299,6692	296,3952	306,1529
	CO <sub>2</sub>	623,3411	629,1316	614,7134
	CO	1,311916	1,445522	1,197138
	NO <sub>x</sub>	8,562276	8,578032	8,512510
	HC	0,118176	0,112705	0,106689

**Çizelge 5.4** Emisyon ölçümü sonuçları (devam)

Yakıtlar	Emisyonlar	Analizler (g/kWh)		
		I	II	III
HOME	O <sub>2</sub>	297,3858	294,8626	306,4398
	CO <sub>2</sub>	615,6621	600,5404	616,6467
	CO	1,144465	0,992023	1,245434
	NO <sub>x</sub>	8,061530	8,096569	8,133139
	HC	0,116097	0,104595	0,106220

Yakıtların ekserjilerinin hesaplanmasında kullanılan, yakıt içindeki moleküllerin kütleli olarak yüzde oranları Çizelge 5.5’de gösterilmiştir.

**Çizelge 5.5** Yakıt içindeki moleküllerin kütleli olarak yüzdeleri

Yakıtlar	Dizel No. 2	SME	HOME
Karbon (%)	86,66	77,00	77,00
Hidrojen (%)	12,98	12,18	12,20
Oksijen (%)	-	10,82	10,80
Sülfür (%)	0,034	<0,005 ≈ 0	<0,005 ≈ 0

## BÖLÜM 6

### UYGULAMADA ELE ALINAN BİR DİZEL MOTORA ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ UYGULAMASI

#### 6.1 Enerji Analizi

##### 6.1.1 Efektif güç (Krank mili gücü), $\dot{W}$

Efektif güç aynı zamanda net güce eşittir.

$$N_e = \dot{W} \quad (6.1)$$

$$\dot{W} = \omega T \quad (6.2)$$

denkleminde  $\omega$  açısal hızı (rad/s) ve T torku (Nm) ifade etmektedir. Buradaki  $\omega$  açısal hızı aşağıdaki (6.3) formülle bulunur.

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (6.3)$$

Bu (6.3) no'lu denklem (6.2) no'lu denkleme yerine koyularak motorun efektif gücü bulunur.

$$\dot{W} = \frac{\pi 1400}{30} (353,86)$$

$$\dot{W} = 51,86 \text{ kW}$$

### 6.1.2 Dizel No. 2 yakıtının yakıt enerji akımı, $\dot{E}_{fuel}$

$$\dot{E}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} H_u \quad (6.4)$$

Çizelge 5.2’de Dizel No. 2 yakıtının alt ısı değeri ( $H_u$ ) ve kütleli debisi ( $\dot{m}_{fuel}$ ),  $H_u = 42414,61$  kJ/kg ve  $\dot{m}_{fuel} = 0,00304$  kg/s olarak alınır. Bu değerler denklem (6.4)’de yerine koyularak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{E}_{fuel} = (0,00304)(42414,61)$$

$$\dot{E}_{fuel} = 128,94 \text{ kW}$$

### 6.1.3 Dizel No. 2 yakıtının ısı kaybı, $\dot{Q}_{loss}$

Yakıtın yanması sonucu enerjisinin bir kısmı kayıplar nedeniyle kullanılamamaktadır. Kullanılamayan bu kayıp enerji, termodinamiğin I. kanununa göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{E}_{fuel} - \dot{W} \quad (6.5)$$

$$\dot{Q}_{loss} = 128,94 - 51,86$$

$$\dot{Q}_{loss} = 77,08 \text{ kW}$$

#### 6.1.4 Dizel No. 2 yakıtının ısı verimi, $\eta$

İçten yanmalı Dizel motorun ısı verimi; efektif gücün yani net gücün  $\dot{W}$ , yakıt enerji akımı  $\dot{E}_{fuel}$ 'a oranıdır.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_{fuel}} \quad (6.6)$$

$$\eta = \frac{51,86}{128,94}$$

$\eta = 0,4022$  yani % 40,22'dir.

## 6.2 Ekserji Analizi

Enerji analizi tamamlandıktan sonra, içten yanmalı Dizel motorun termodinamik özelliklerini daha iyi anlamak için ekserji analizi uygulanmıştır.

### 6.2.1 Yakıt ekserji akımı, $\dot{E}x_{in}$

Ekserji analizinde Kotas (1995)'de kullanılan yöntem esas alınmıştır. Ekserji analizinin ilk aşamasında, motorda kullanılan yakıtın kimyasal ekserjisi bulunarak başlanmıştır. Çizelge 6.1'de gösterilen kütle oranlar, denklem (6.7) ve (6.8)'de yerine koyularak yakıt ekserji akımı yani giriş ekserji akımı bulunmuştur.

**Çizelge 6.1** Yakıtların  $h/c$ ,  $o/c$  ve  $\alpha/c$  oranları

Yakıtlar	$\frac{h}{c}$	$\frac{o}{c}$	$\frac{\alpha}{c}$
Dizel No. 2	0,14978	0	0,07703
SME	0,15818	0,14051	0
HOME	0,15844	0,14025	0

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0,0432 \frac{o}{c} + 0,2169 \frac{\alpha}{c} \left( 1 - 2,0628 \frac{h}{c} \right) \quad (6.7)$$

$$\varepsilon_{fuel} = H_u \varphi \quad (6.8)$$

Örnek olarak, Dizel No. 2 yakıtı ele alınmış ve kimyasal ekserji katsayısı  $\varphi$  ve özgül yakıt ekserjisi  $\varepsilon_{fuel}$  aşağıdaki gibi bulunmuştur. Dizel No. 2 yakıtının alt ısı değeri, I. analiz için Çizelge 5.2'den,  $H_u = 42414,61$  kJ/kg olarak alınır.

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 (0,14978) + 0,0432 (0) + 0,2169 (0,07703) (1 - 2,0628 (0,14978))$$

$$\varphi = 1,07752$$

$$\varepsilon_{fuel} = (42414,61)(1,07752)$$

$$\varepsilon_{fuel} = 45702,59 \text{ kJ/kg}$$

Giriş ekserji akımı yani yakıtın kimyasal ekserji akımını bulmak için yakıtın özgül akış ekserjisi  $\varepsilon_{fuel}$ , yakıtın kütleli debisi  $\dot{m}_{fuel}$  ile çarpılır. Yakıtın kütleli debisi Dizel No. 2 yakıtı için Çizelge 5.2'den, I. analize göre;  $\dot{m}_{fuel} = 0,00304$  kg/s olarak alınır.

$$\dot{E}x_{in} = \dot{m}_{fuel} \varepsilon_{fuel} \quad (6.9)$$

$$\dot{E}x_{in} = (0,00304)(45702,59)$$

$$\dot{E}x_{in} = 138,93 \text{ kW}$$

### 6.2.2 Efektif güç ekserji akımı, $\dot{E}x_w$

Efektif güç ekserjisi, denklem (6.1)'den ki krank mili gücü ne eşittir. Efektif güç de aynı zamanda motordan elde edilen net güce eşittir.

$$\dot{E}x_w = \dot{W} = N_e \quad (6.10)$$

$$\dot{E}x_w = 51,86 \text{ kW}$$

### 6.2.3 Egzoz ekserji akımı

#### 6.2.3.1 Yanma denklemlerinin elde edilmesi

Egzoz ekserji akımı hesaplanmasında kullanılacak bazı değerler, Dizel No.2 yakıtı için, I. analiz esas alınarak Çizelge 5.2'den aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

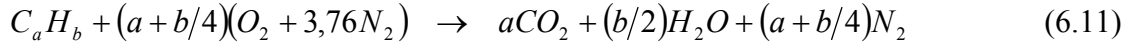
$$\dot{m}_{fuel} = 0,00304 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{air} = 0,0632 \text{ kg/s}$$

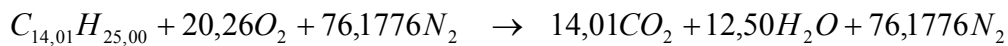
$$T_{ex} = 813,15 \text{ K}$$



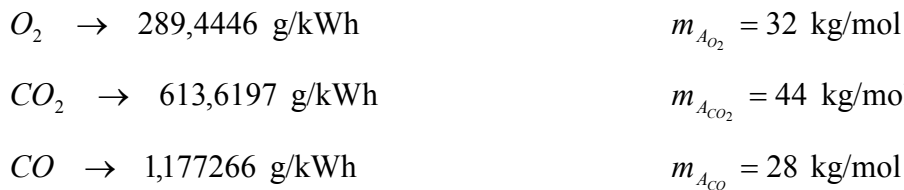
$C_aH_b$  hidrokarbonu için teorik yanma denklemi denklem (6.11)'de gösterilmiştir.



Bu denklem, Dizel No. 2 yakıtı için uygulanırsa, teorik yanma denklemi aşağıdaki gibi olur.



Gerçek yanma denklemini elde etmek için Çizelge 5.3'deki Dizel No.2 yakıtının I. analizi sonucu elde edilen veriler kullanılır. Gerçek yanma denkleminin hesabında yanmamış hidrokarbonlar HC, NO ve NO<sub>x</sub> gazlarının emisyonları küçük olduğundan ihmal edilmiştir.

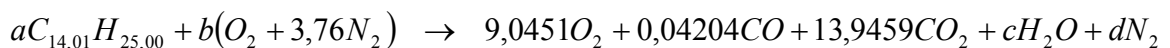


Dizel No.2 yakıtının gerçek yanma denklemi için;

$$O_2 \rightarrow \frac{289,4446}{32} = 9,0451 \text{ mol/kWh}$$

$$CO_2 \rightarrow \frac{613,6197}{44} = 13,9459 \text{ mol/kWh}$$

$$CO \rightarrow \frac{1,177266}{28} = 0,04204 \text{ mol/kWh bulunur.}$$



“C” için denge yazılırsa;

$$(14,01) a = (0,04204) + (13,9459)$$

$$a = 0,9984$$

“H” için denge yazılırsa;

$$(25) a = 2 c$$

$$(25) (0,9984) = 2 c$$

$$c = 12,48$$

“O” için denge yazılırsa;

$$2 b = 2 (9,0451) + (0,04204) + 2 (13,9459) + c$$

$$2 b = 2 (9,0451) + (0,04204) + 2 (13,9459) + (12,48)$$

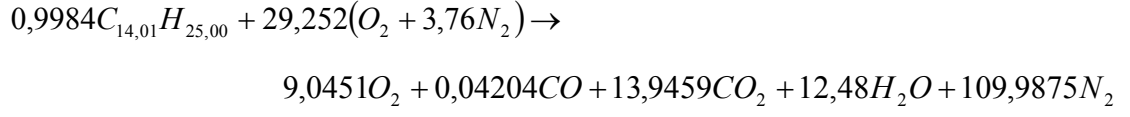
$$b = 29,252$$

“N” için denge yazılırsa;

$$2 (3,76) (29,252) = 2 d$$

$$d = 109,9875$$

I. analiz sonucuna göre Dizel No. 2 yakıtının gerçek yanma denklemi;



şeklinde bulunur.

Bu şekilde yakıtların üçü de üçer defa analiz edilmiş ve bulunan yanma denklemleri Çizelge 6.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 6.2 Yakıtların gerçek yanma denklemleri

Analiz no	Yakıtlar	Gerçek yanma denklemleri
I	Dizel No. 2	$0,9984C_{14,01}H_{25,00} + 29,252(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 9,0451O_2 + 0,04204CO + 13,9459CO_2 + 12,48H_2O + 109,9875N_2$
II	Dizel No. 2	$1,0001C_{14,01}H_{25,00} + 29,1059(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 8,8688O_2 + 0,0502CO + 13,9614CO_2 + 12,50125H_2O + 109,4381N_2$
III	Dizel No. 2	$0,9991C_{14,01}H_{25,00} + 28,871(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 8,6536O_2 + 0,0497CO + 13,9482CO_2 + 12,4887H_2O + 108,5549N_2$
I	SME	$0,7584C_{18,74}H_{34,51}O_2 + 29,3392(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 9,3644O_2 + 0,0468CO + 14,1668CO_2 + 13,0861H_2O + 110,3153N_2$
II	SME	$0,7657C_{18,74}H_{34,51}O_2 + 29,4268(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 9,2623O_2 + 0,0516CO + 14,2984CO_2 + 13,2121H_2O + 110,6447N_2$
III	SME	$0,7477C_{18,74}H_{34,51}O_2 + 29,2623(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 9,5672O_2 + 0,0427CO + 13,9707CO_2 + 12,9015H_2O + 110,0262N_2$
I	HOME	$0,7417C_{18,92}H_{35,73}O_2 + 37,1851(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 9,2933O_2 + 0,0408CO + 21,9879CO_2 + 13,2504H_2O + 139,8159N_2$
II	HOME	$0,7232C_{18,92}H_{35,73}O_2 + 28,6174(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 9,2144O_2 + 0,0354CO + 13,6486CO_2 + 12,9199H_2O + 107,6014N_2$
III	HOME	$0,743C_{18,92}H_{35,73}O_2 + 31,9882(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow 9,5762O_2 + 0,0444CO + 14,0146CO_2 + 18,2365H_2O + 120,2756N_2$

### 6.2.3.2 Yanma ürünlerinin gerçek kütlelerinin bulunması

Yanma ürünlerinin mol kütleleri;

- $m_{A_{O_2}} = 32 \text{ kg/mol}$
- $m_{A_{CO_2}} = 44 \text{ kg/mol}$
- $m_{A_{CO}} = 28 \text{ kg/mol}$
- $m_{A_{H_2O}} = 18 \text{ kg/mol}$
- $m_{A_{N_2}} = 28 \text{ kg/mol}$

olarak bilindiğine göre, yanma ürünlerinin toplam kütlesi aşağıdaki gibidir.

$$M_{Top} = 9,0451 (m_{A_{O_2}}) + 0,04204 (m_{A_{CO}}) + 13,9459 (m_{A_{CO_2}}) + 12,48 (m_{A_{H_2O}}) + 109,9875 (m_{A_{N_2}})$$

$$M_{Top} = (9,0451)(32) + (0,04204)(28) + (13,9459)(44) + (12,48)(28) + (109,9875)(28)$$

$$M_{Top} = (289,4432) + (1,1771) + (613,6196) + (349,44) + (3079,65)$$

$$M_{Top} = 4333,3299 \text{ kg}$$

bulunur.

Yanma ürünlerinin toplam kütle içindeki mol kesri ve gerçek kütleleri aşağıdaki formüllerle bulunur.

$$y_i = \frac{M_i}{M_{top}} \quad (6.12)$$

$$\dot{m}_i = y_i M_{top} = y_i \dot{m}_{ex} \quad (6.13)$$

Yanma ürünlerinin gerçek kütlelerini bulmak için bu mol kesirleri kullanılır. Egzozdan çıkan gazın % 2 kayıpla çıktığı kabul edilirse, egzoz kütlesi, hava ve yakıtın kütleli debilerinin toplamının kayıptan çıkarılması ile bulunur (Uçkun, 2004).

$$\dot{m}_{ex} = (\dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{air})(0,98)$$

$$\dot{m}_{ex} = (0,00304 + 0,0632)(0,98)$$

$$\dot{m}_{ex} = 0,0649 \text{ kg/s}$$

**Çizelge 6.3** Yanma ürünlerinin mol kesri ve gerçek kütleleri

Egzoz gazı	$M_i$ (kg)	$M_{top}$ (kg)	$y_i = M_i / M_{top}$	$\dot{m}_{ex}$ (kg/s)	$\dot{m}_i = y_i \dot{m}_{top}$ (kg/s) $10^{-3}$
N <sub>2</sub>	3079,65	4333,3299	0,71068	0,0649	46,13
H <sub>2</sub> O	349,44	4333,3299	0,08064	0,0649	5,23
CO <sub>2</sub>	613,6196	4333,3299	0,1416	0,0649	9,18
CO	1,1771	4333,3299	0,000271	0,0649	0,017
O <sub>2</sub>	289,4432	4333,3299	0,06679	0,0649	4,32

### 6.2.3.3 Yanma ürünlerinin toplam ekserjileri

Yanma ürünleri olan; azot N<sub>2</sub>, oksijen O<sub>2</sub>, karbonmonoksit CO, karbondioksit CO<sub>2</sub> ve suyun H<sub>2</sub>O toplam ekserjileri hesaplanmış ve burada kullanılan termodinamik özellik değerleri Moran and Shapiro (2000) ve Cengel and Boles (2006)'dan alınmıştır.

Egzoz gazlarının, egzoz sıcaklığı olan  $T_{ex} = 813,15 \text{ K}$ 'e göre entalpileri ( $h$ ) ve entropileri ( $s$ ) ile çevre sıcaklığı olan  $T_0 = 298 \text{ K}$ 'deki entalpileri ( $h_0$ ) ve entropileri ( $s_0$ ) Çizelge 6.4'de gösterilmiştir.

**Çizelge 6.4** Yanma ürünlerinin entalpi ve entropileri

Egzoz gazı	$h$		$s$ (kJ/kmol)	$h_0$		$s_0$ (kJ/kg)
	(kJ/kmol)	(kJ/kg)		(kJ/kmol)	(kJ/kg)	
N <sub>2</sub>	24126,2	861,65	221,41	8669	309,6	191,502
H <sub>2</sub> O	28406,16	1578,12	224,32	9904	550,22	188,720
CO <sub>2</sub>	32857	746,75	258,24	9364	212,81	213,685
CO	24264,24	866,58	227,68	8669	309,6	197,543
O <sub>2</sub>	24967,36	780,23	236,36	8682	271,31	205,033

Yanma ürünlerinin termomekaniksel, kimyasal ve toplam ekserjileri ise Çizelge 6.5’de listelenmiştir.

**Çizelge 6.5** Yanma ürünlerinin ekserjileri

Egzoz gazı	$\varepsilon_{im} = (h - h_0) - T_o (s - s_0)$	$\varepsilon_{chem_{N_2}} = \bar{R} T_o \ln \frac{y}{y_{N_2}^e}$	$\varepsilon_{top_{N_2}} = \varepsilon_{im_{N_2}} + \varepsilon_{chem_{N_2}}$	$\varepsilon_{top_{N_2}}$
	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kmol)	(kJ/kg)
N <sub>2</sub>	6544,61	691	7235,61	258,41
H <sub>2</sub> O	7893,36	8663,09	16556,45	919,80
CO <sub>2</sub>	10215,61	19752	29967,61	681,08
CO	6614,41	29407,78	36022,19	1286,50
O <sub>2</sub>	6949,92	3944,5	10894,42	340,45

Toplam egzoz ekserji akımı, her bir yanma ürünlerinin toplam ekserjilerinin, gerçek kütleleri ile çarpılması sonucu elde edilir.

$$\dot{E}x_{ex} = \dot{m}_i \varepsilon_{top_i} \quad (6.14)$$

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

$$\dot{E}x_{ex} = [(46,12)(258,41) + (4,32)(340,45) + (9,18)(681,08) + (5,23)(919,80) + (0,017)(1286,5)]10^{-3}$$

$$\dot{E}x_{ex} = 24,47 \text{ kW}$$

#### 6.2.3.4 Soğutma suyu ekserji akımı, $\dot{E}x_{heat}$

Motor prosesi sürekli akışlı bir açık sistem kabul edilir ve ekserji dengesi yazılarak ekserji yıkımını bulunur. Isı transferi, motorun dış yüzeyinden motor soğutma suyu vasıtasıyla ve ısı transfer sırasındaki ekserji geçişlerinden oluşur. Ayrıca yanma işleminden dolayı motor içinde ekserji yıkımı da olmaktadır (Uçkun, 2004). Dizel No. 2 yakıtı için ekserji dengesi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\dot{E}x_w + \dot{E}x_{dest} + \dot{E}x_{heat} + \dot{E}x_{out} = \dot{E}x_{in} \quad (6.15)$$

Burada;

- $\dot{E}x_w$  = Net güç (kW)
- $\dot{E}x_{dest}$  = Ekserji yıkımı akımı(kW)
- $\dot{E}x_{heat}$  = Soğutma suyu ekserji akımı (ısı transferine eşlik eden ekserji transferi akımı) (kW)
- $\dot{E}x_{out} = \dot{E}x_{ex}$  = Çıkış (egzoz) ekserji akımı
- $\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{fuel}$  =Giriş (yakıt) ekserji akımı

Soğutma suyu ekserji akımı;

$$\dot{E}x_{heat} = \sum \left( 1 - \frac{T_0}{T_{cw}} \right) \dot{Q} \quad (6.16)$$

$$\dot{Q} = \dot{E}_{fuel} - (\dot{W} + \dot{m}_{ex} \Delta h_{ex}) \quad (6.17)$$

$$\dot{m}_{ex} \Delta h_{ex} = \dot{m}_{N_2} \Delta h_{N_2} + \dot{m}_{O_2} \Delta h_{O_2} + \dot{m}_{CO_2} \Delta h_{CO_2} + \dot{m}_{H_2O} \Delta h_{H_2O} + \dot{m}_{CO} \Delta h_{CO} \quad (6.18)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ex} \Delta h_{ex} = & [(46,12)(861,65 - 309,6) + (4,32)(780,23 - 271,31) + (9,18)(746,75 - 212,81) \\ & + (5,23)(1578,12 - 550,22) + (0,017)(866,58 - 309,6)] 10^{-3} \end{aligned}$$



$$\dot{m}_{ex} \Delta h_{ex} = 37,94 \text{ kW}$$

$$\dot{Q} = \dot{E}_{fuel} - (\dot{W} + \dot{m}_{ex} \Delta h_{ex}) = 128,94 - (51,86 + 37,94)$$

$$\dot{Q} = 39,14 \text{ kW}$$

Soğutma suyu ekserji akımı;

Denklem (6.16)'da değerler yerine konulursa;

$$\dot{E}x_{heat} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{cw}}\right) \dot{Q} = \left(1 - \frac{298}{355,92}\right) (39,14)$$

$$\dot{E}x_{heat} = 6,37 \text{ kW}$$

### 6.2.3.5 Ekserji yıkımı akımı, $\dot{E}x_{dest}$

Ekserji yıkımı akımını bulmak için, bulunan değerler, denklem (6.15)'de yerine konulur ve  $\dot{E}x_{dest}$  çekilerek kolayca hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_W + \dot{E}x_{dest} + \dot{E}x_{heat} + \dot{E}x_{out} = \dot{E}x_{in} \text{ denkleminde değerler yerine konulursa;}$$

$$51,86 + \dot{E}x_{dest} + 6,37 + 24,47 = 138,93 \text{ bulunur. Buradan da, } \dot{E}x_{dest} \text{ çekilirse;}$$

$$\dot{E}x_{dest} = 56,23 \text{ kW}$$

### 6.2.3.6 Motorda üretilen toplam entropi, $\sigma_{cv}$

Motorda üretilen toplam entropi aşağıdaki eşitlik yardımıyla bulunur.

$$\sigma_{cv} = \frac{\dot{E}x_{dest}}{T_0} \quad (6.19)$$

$$\sigma_{cv} = \frac{56,23}{298}$$

$$\sigma_{cv} = 0,1886 \text{ kW/K}$$

### 6.2.3.7 Ekserjetik verim, $\Psi$

Motorun ekserjetik verimi, kontrol hacmindeki net gücün yani efektif güç ekserji akımının, giren ekserji akımı yani yakıt ekserji akımına oranı ile bulunur ve aşağıdaki eşitlikle ifade edilir.

$$\Psi = \frac{\dot{E}x_w}{\dot{E}x_{in}} \quad (6.20)$$

$$\Psi = \frac{51,86}{138,93}$$

$$\Psi = 0,3732 \text{ yani } \% 37,32 \text{ olarak bulunur.}$$

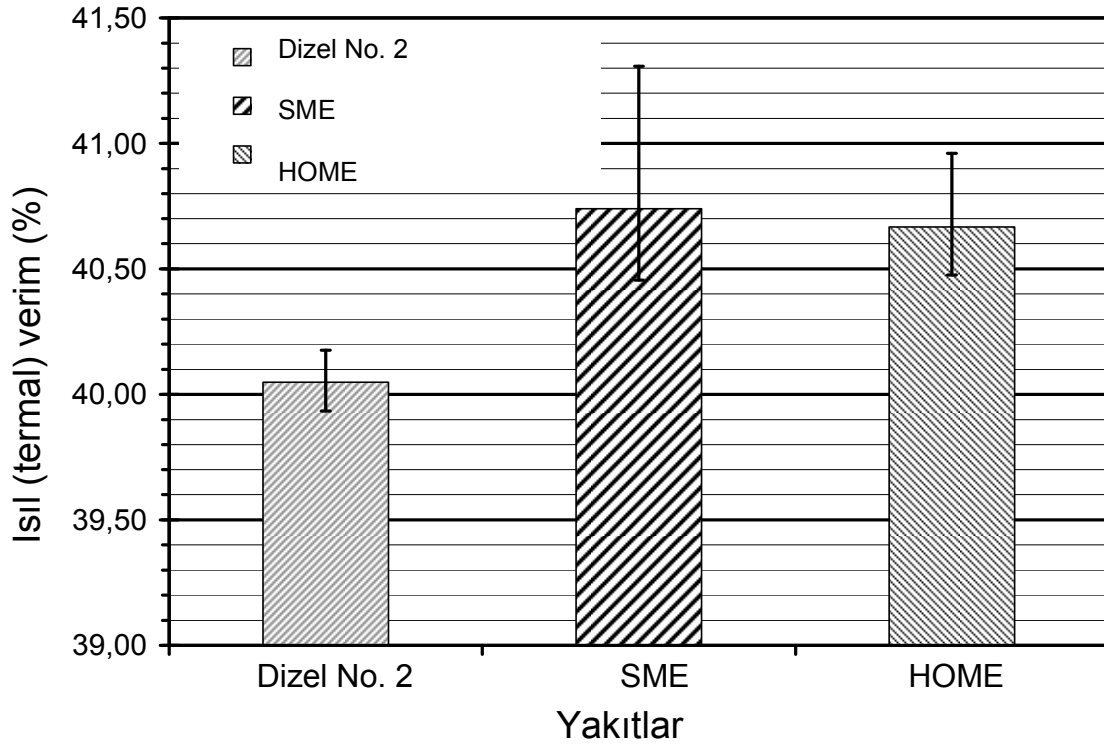
## BÖLÜM 7

### SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu tezde, Tat et al. (2007) tarafından yapılan deney sonuçları kullanılarak John Deere 4045T turboşarjlı, 4 stroklu, 4 silindirli Dizel motorunun termodinamik özellikleri, enerji ve ekserji analizi yöntemleri kullanılarak belirlenmiştir. Ekserji analizinin uygulanması sırasında kontrol hacmi sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınmıştır. Yakıt olarak, Dizel No. 2, soya yağı katkılı metil ester (SME), genetiği değiştirilmiş yüksek oleikli soya yağlı metil ester (HOME) yakıtları kullanılmıştır.

Deney motoru 1400 dev/dak hızında test edilmiş ve bu devire göre bulunan deney verileri esas alınarak hesaplanan enerji analizi sonuçları Çizelge 7.1’de ve ekserji analizi sonuçları ise, Çizelge 7.2’de gösterilmiştir. Enerji analizinde, yakıtların enerji akımı, ısı kaybı, net gücü ve ısı verimi bulunmuştur. Ekserji analizinde ise, üç yakıtın kimyasal ekserji akımı, yakıt ekserji akımı, ekserji yıkımı akımı, egzoz ekserji akımı, net ekserjik gücü, ekserjetik verimi, soğutma suyu ekserji akımı ve motorda üretilen toplam entropisi hesaplanmıştır. Egzoz ekserji akımları elde edilirken, yakıtların gerçek yanma denklemleri, deneylerde hesaplanan egzoz verilerine göre bulunmuş ve yanma sonucu oluşan gazların toplam ekserjileri hesaplanmıştır.

Dizel No. 2, SME ve HOME yakıtlarının her biri üçer kere analiz edilmiştir. Dizel No. 2 yakıtının birinci analiz değerleri ele alınarak enerji analizi yapılmış ve bu enerji analizi diğer yakıtlara da üçer defa uygulanarak Şekil 7.1 ve Çizelge 7.1’de ortalama olarak, standart sapmalarını da içerecek şekilde gösterilmiştir.



**Şekil 7.1** İçten yanmalı Dizel motorda kullanılan yakıtların ısı verimi

**Çizelge 7.1** Dizel motorun enerji analizi sonuçları \*

Yakıtlar	Yakıt enerji akımı (kW)	Isıl kayıp akımı (kW)	Net güç (kW)	Enerji (ısı) verim (%)
Dizel No. 2	129,46 (± 0,35)	77,61 (± 0,32)	51,85 (± 0,15)	40,05 (± 0,12)
SME	127,19 (± 1,80)	75,38 (± 1,69)	51,81 (± 0,11)	40,74 (± 0,49)
HOME	127,74 (± 1,36)	75,79 (± 1,13)	51,95 (± 0,25)	40,67 (± 0,26)

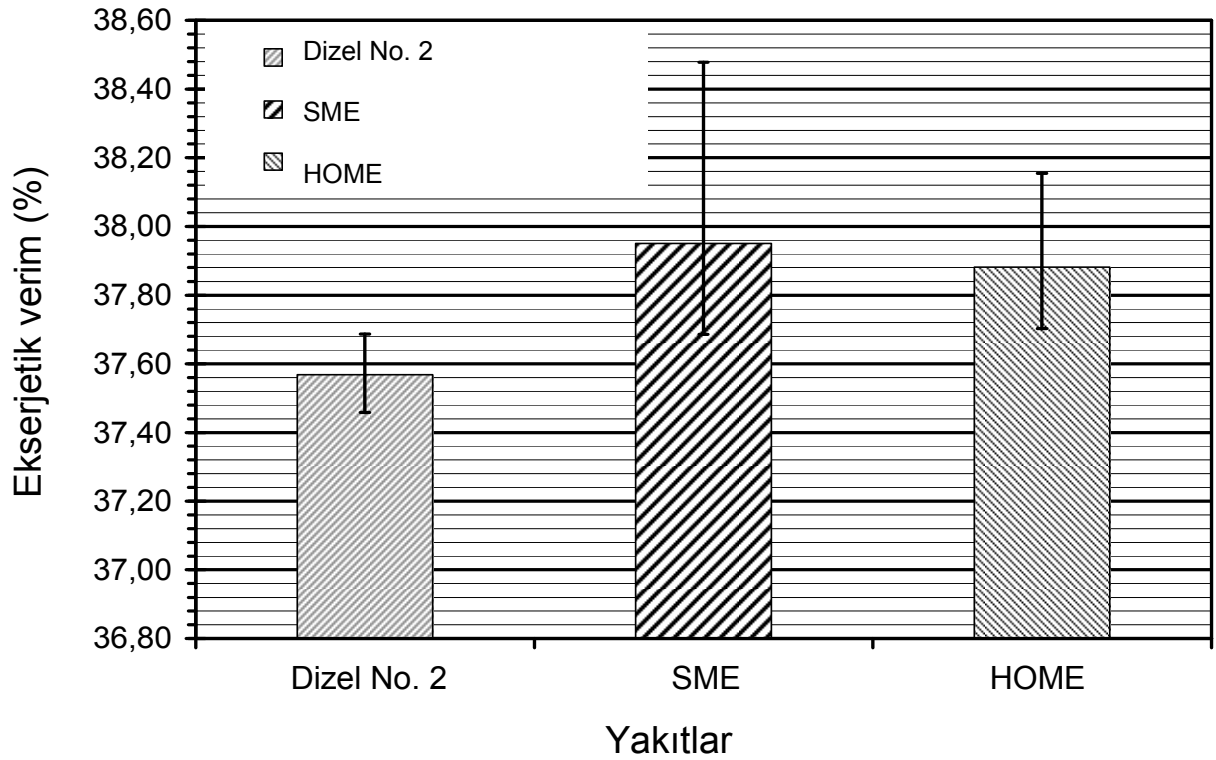
\* (±Standart sapma)

Dizel No. 2 yakıtı için Bölüm 6'da yapılan hesaplamalar, motorda kullanılan yakıtların üçüne de uygulanmıştır. Ekserji analizi sonucuna göre, yakıt ekserjileri, Dizel No. 2 için 138,01 kW, SME için 136,54 kW ve HOME için 137,13 kW olarak bulunmuştur. Kullanılan yakıtların ekserjetik verimleri Şekil 7.2'de, ekserji yıkımı akımı Şekil 7.3'de, entropi üretimi Şekil 7.4'de ve içten yanmalı Dizel motorda kullanılan yakıtların ekserji analizi sonuçlarının tümü Çizelge 7.2'de gösterilmiştir.

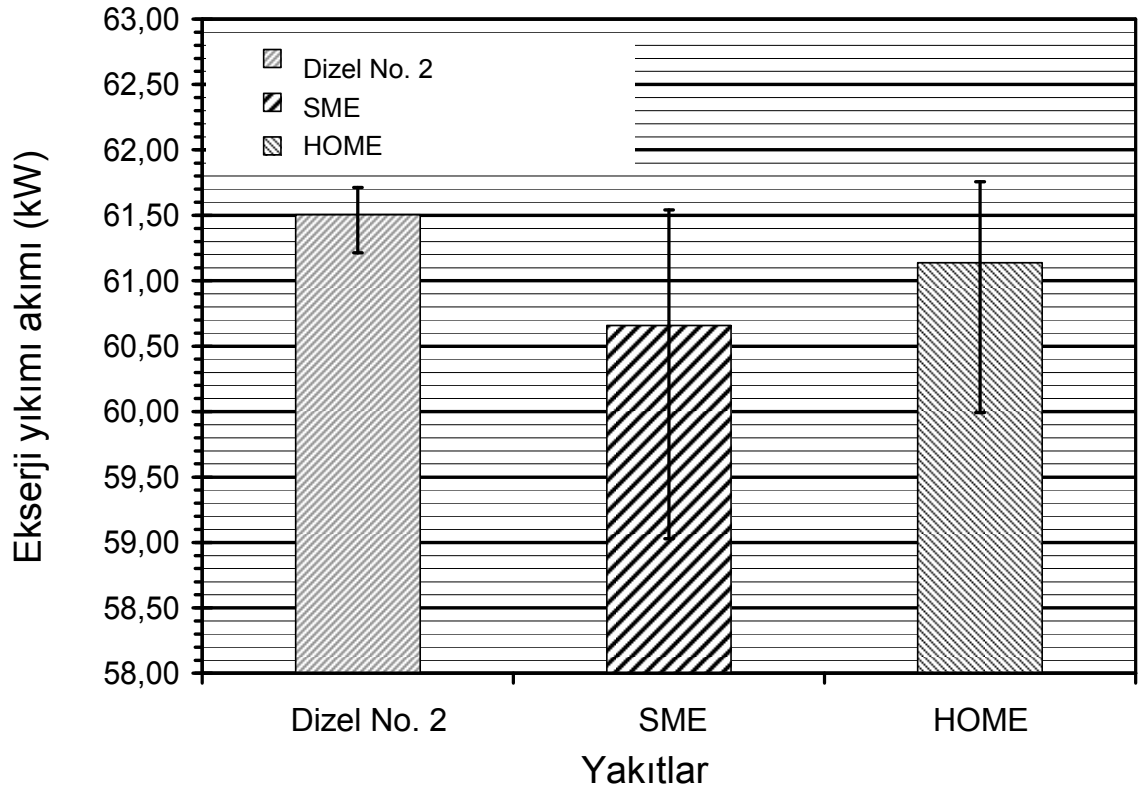
**Çizelge 7.2** Dizel motorda kullanılan yakıtların ekserji analizi sonuçları

Yakıt ismi	$\dot{E}x_{in}$ (kW)	$\dot{E}x_{heat}$ (kW)	$\dot{E}x_{dest}$ (kW)	$\dot{E}x_{out}$ (kW)	$\dot{E}x_w$ (kW)	$\Psi$ (%)
Dizel	138,01	6,98	61,50	17,68	51,85	37,57
No. 2	(± 0,37)	(± 0,05)	(± 0,26)	(± 0,02)	(± 0,15)	(± 0,11)
SME	136,54	6,70	60,66	17,37	51,81	37,95
	(± 1,93)	(± 0,26)	(± 1,41)	(± 0,16)	(± 0,11)	(± 0,46)
HOME	137,13	6,76	61,14	17,28	51,95	37,88
	(± 1,46)	(± 0,17)	(± 0,99)	(± 0,08)	(± 0,25)	(± 0,24)

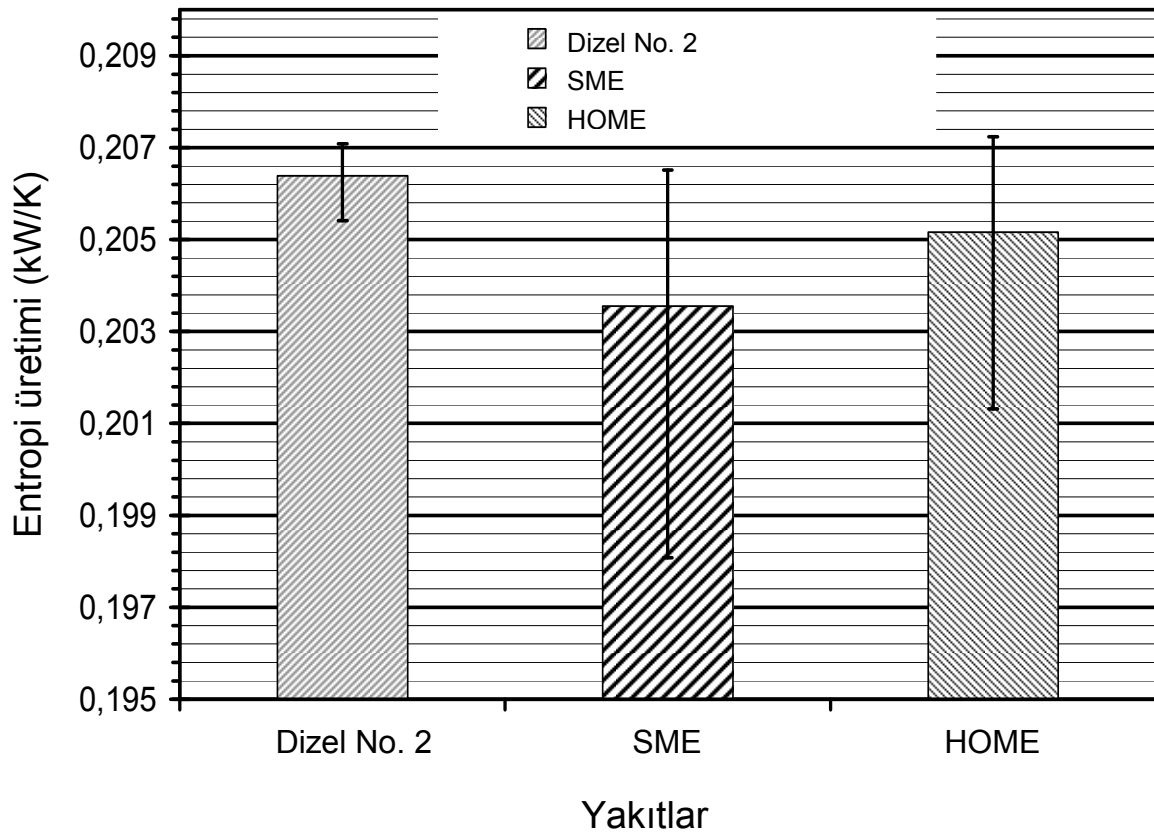
\* (±Standart sapma)



**Şekil 7.2** İçten yanmalı Dizel motorda kullanılan yakıtların ekserjetik verimleri



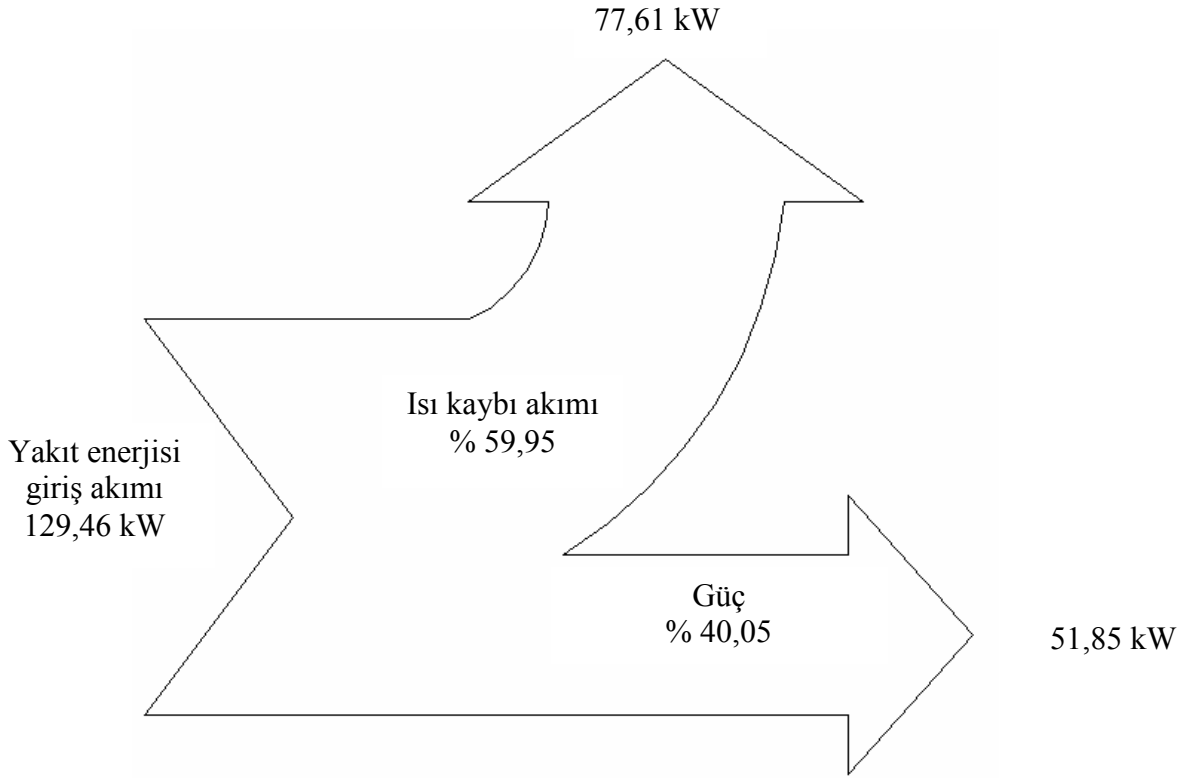
Şekil 7.3 İçten yanmalı Dizel motorda kullanılan yakıtların ekserji yıkımı akımı



**Şekil 7.4** İçten yanmalı Dizel motorda kullanılan yakıtların entropi üretimi

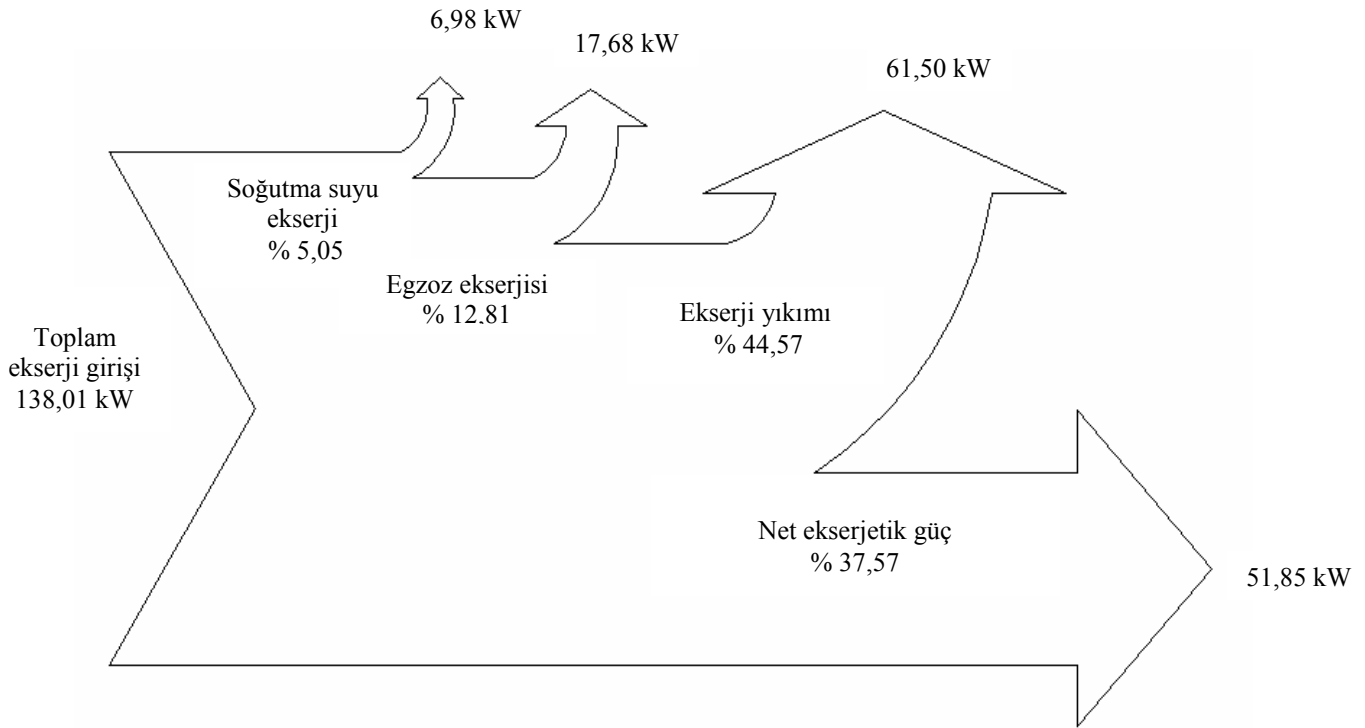
Sistemin enerji (ısı) ve ekserji verimi hesaplanmış, ısı veriminin % 39,93 ile % 41,31 arasında, ekserji veriminin ise % 37,46 ile % 38,48 arasında olduğu bulunmuştur. Enerji ve ekserji verimleri arasındaki ortalama farklılıkların % 2,47 ile % 2,83 arasında olduğu belirlenmiştir. Motordaki entropi üretimi ise 0.198 kW/K ile 0,207 kW/K arasındadır. Bunun nedeni, motorda farklı ölçüm sonuçlarına sahip üç farklı yakıtın kullanılmasındadır. Motordaki ekserji yıkımı akımı ise 59,03 kW ile 61,76 kW arasında değişmektedir.

Sonuçların daha iyi anlaşılabilmesi için, Dizel No. 2 yakıtının enerji akış diyagramı Şekil 7.5’de, ekserji akış diyagramı ise Şekil 7.6’de verilmiştir.



**Şekil 7.5** Dizel No. 2 yakıtının enerji akış diyagramı





Şekil 7.6 Dizel No. 2 yakıtının ekserji akış diyagramı

Bu çalışma sonucunda SME ve HOME yakıtlarının ekserjetik açıdan Dizel motora uygun olduğu görülmüştür. Yakıt ekserjisi bakımından her üç analizin ortalaması incelendiğinde; Dizel No. 2 > HOME > SME olmasına rağmen, ekserjetik verim açısından incelendiğinde SME > HOME > Dizel No. 2 olarak bulunmuştur.

Diğer motorlarla yapılan ekserjetik kıyaslamalarda ise ekserji veriminin, enjeksiyon çeşidi, silindir sayısı, turboşarj içermesi, farklı yakıt kullanması, çalışma hızı gibi faktörlerden etkilendiği anlaşılmıştır. En iyi enerji ve ekserji verimi, 4 stroklu, 4 silindirli, turboşarjlı Dizel motorlarda bulunmuştur. Bu motorların ekserji verimleri % 40 ile % 49 ve bu verimi sağlayan en uygun motor hızları da 1140 /dak ile 1200 dev/dak arasındadır.

Sonuç olarak;

- Ekserji analizinin diğere yakıt çeşitlerine ve motor tiplerine uygulanarak ekserjetik açıdan incelenmesi.
- Bu tür çalışmalara, ekserji ve ekonomik kavramların bir arada olduğu “eksergoekonomik” analizin uygulanması ve optimizasyon çalışmalarının yapılması

önerilebilir.

## KAYNAKLAR DİZİNİ

- Abdelghaffar, W.A., Saeed, M.N., Osman, M.M., Abdelfattah, A.I., 2002, Effects of coolant temperature on the performance and emissions of a diesel-engine, ASME-spring technical conference, Rockford, IL, Proc. ICES2002-464.
- Abusoglu, A. and Kanoglu, M., 2008, Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 2-Application, Applied Thermal Engineering, doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.02.026.
- Ahrendts, J., 1980, Reference states, International Journal of Energy, 5:667-677, doi:10.1016/0360-5442(80)90087-0.
- Alasfour, F.N., 1997, Butanol-a single-cylinder engine study: availability analysis, Applied Thermal Engineering, 17:537–549, doi:10.1016/S1359-4311(96)00069-5
- Alkidas, A.C., 1988, The application of availability and energy balances to a diesel engine, Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 110:462–469, ISSN: 0742-4795.
- Alkidas, A.C., 1989, Performance and emissions achievements with an uncooled, heavy-duty single-cylinder diesel engine, Society of Automotive Engineers Inc., pages 977-1002, SAE paper no: 890144.
- Anderson, M.K., Assanis, D.N., Filipi, Z.S., 1998, First and second law analyses of a naturally-aspirated, Miller cycle SI engine with late intake valve closure, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 980889, ISSN 0148-7191.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Anon, General rules of thumb for reducing exergy destroyed, <http://www.google.com.tr/search?hl=tr&q=%22General+Rules+of+Thumb+for+Reducing+Exergy+Destroyed%22&btnG=Google%27da+Ara+meta=>, Erişim Tarihi: 01.09.2008.
- Ballı, Ö., 2008, Kojenerasyon sistemlerinin enerji, kullanılabilirlik (ekserji) ve ekserjoekonomik analiz yöntemleri kullanılarak performansının değerlendirilmesi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Doktora tezi, Haziran 2008, Eskişehir.
- Beretta, G.P. and Keck, J.C., 1983, Energy and entropy balances in a combustion chamber: analytical solution, *Combust Sci. Technol.*, 30:19–29, doi: 10.1080/00102208308923609
- Bozza, F., Nocera, R., Senatore, A., Tuccillo, R., 1991, Second law analysis of turbocharged engine operation, Society of Automotive Engineers Inc., Trans. SAE J. Engines 1991;100:547–560, SAE paper no: 910418, ISSN 0096-736X, INIST-CNRS, Cote INIST : 5876, 35400003171072.0450.
- Caliskan, H., Tat, M.E., Hepbasli, A. and Van Gerpen, J.H., 2008, Exergy analysis of engines fueled with biodiesel from high-oleic soybeans based on experimental values, *International Journal of Exergy*, (Baskıda).
- Caton, J.A., 2000 a, On the destruction of availability (exergy) due to combustion processes with specific application to internal combustion engines, *Energy*, 25:1097–1117, doi:10.1016/S0360-5442(00)00034-7.
- Caton, J.A., 2000 b, A review of investigations using the second law of thermodynamics to study internal-combustion engines, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 2000-01-1081.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Caton, J.A., 2002, A cycle simulation including the second law of thermodynamics for a spark-ignition engine: implications of the use of multiple zones for combustion, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 2002-01-0007.
- Caton, J.A., 2005, Results from a cycle simulation incorporating the second law of thermodynamics: results for spark-ignition engines using oxygen enriched combustion air, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 2005-01-1130.
- Cengel, Y.A. and Boles, M.A., 1996, Thermodynamics: An Engineering Approach, First Edition, McGraw-Hill, New York.
- Cengel, Y.A. and Boles, M.A., 2006, Thermodynamics: An Engineering Approach, Fifth Edition, McGraw-Hill, New York, ISBN-10: 0073305375, ISBN-13: 9780073305370
- Çanakçı, M., 2004, Dizel motorları yardımcı ekipmanlarındaki gelişmeler, Mühendis ve Makine Dergisi, Mart 2004, Sayı 530.
- Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., 2008, Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, İzmir Güven Kitap Evi, 5. Baskı, ISBN:9758431914.
- Dincer, I., 2002, The role of exergy in energy policy making, Energy Policy, 30:137-149, doi:10.1016/S0301-4215(01)00079-9.
- Ebadi M.J. and Gorji-Bandpy, M., 2005, Exergetic analysis of gas turbine plants, International Journal of Exergy, 2(1):285-290, doi: 10.1504/IJEX.2005.006431.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

Fijalkowski, S. and Nakonieczny, K., 1997, Operation of exhaust systems of turbocharged diesel engines identified by means of exergy analysis, Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, 211(5):391-406, ISSN 0954-4070, INIST-CNRS, Cote INIST : 6044 A4, 35400006960703.0060.

Flynn, P.F., Hoag, K.L., Kamel, M.M., Primus, R.J., 1984, A new perspective on diesel engine evaluation based on second law analysis, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 840032.

Gallo, W.L.R. and Milanez, L.F., 1992, Exergetic analysis of ethanol and gasoline fueled engines, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 920809, Trans. SAE J. Engines 1992;101:907-915.

Grohe, H., 1999, Otto ve Dizel motorları, Bilim Teknik Yayınevi, 8. baskı, ISBN: 978975540088.

Gündüz, U., 1991, The Exergy analysis of absorption refrigeration cycles, Middle East Technical University, Mechanical Engineering Department, MSc. Thesis, Ankara, YÖK no: 16772.

Hepbaşlı, A., 2008, Endüstriyel işletmelerde ekserji yönetim sisteminin kurulması gerekli mi?, Termodinamik Dergisi, Haziran 2008, Sayı:190.

Hepbaşlı, A. ve Utlü, Z., 2007, Basit uygulamalarla yeni başlayanlar için ekserji kursu, TESKON 2007, TMMOB Makine Mühendisleri Odası İzmir Şubesi, 28 Ekim, İzmir.

<http://tr.wikipedia.org>, Turboşarj, Erişim Tarihi: 06.10.2008.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- <http://www.obitet.gazi.edu.tr>, 2008a, Aşırı besleme ve turboşarj, Erişim Tarihi: 06.10.2008.
- <http://www.obitet.gazi.edu.tr>, 2008b, Diesel motor karakteristikleri, DEN 322, Erişim Tarihi: 06.10.2008.
- Kanoğlu, M., 2007, Jeotermal enerjiden elektrik üretim semineri, 26-28 Ekim, Teskon 2007, Sayfa: 175-186.
- Kanoglu, M., Dincer, I. and Rosen, M.A., 2008, Exergetic performance investigation of a turbocharged stationary diesel engine, *International Journal of Exergy*, 5(2):193-203, doi: 10.1504/IJEX.2008.016675.
- Kanoglu, M., Isik, S.K., Abusoglu, A., 2005, Performance characteristics of a diesel engine power plant, *Energy Conversion and Management*, 46 (2005) 1692-1702, doi:10.1016/j.enconman.2004.10.005.
- Karakoç, T.H., 2008, Uzman gözüyle termodinamik ve uygulamaları, Anadolu Üniversitesi, 18 Nisan, Eskişehir.
- Kay, J.M., 2002, On uncertainty, information and predictability. The relationship between exergy, entropy and information and uncertainty, <http://www.jameskay.ca/musings/info.html>, Erişim Tarihi: 17.10.2008.
- Kılıç, A., 2004, Dört zamanlı aşırı doldurmalı Dizel motorun termik hesabı, Cumhuriyet Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıl İçi Projesi, Sivas.
- Kohany, T. and Sher, E., 1999, Using the 2nd-law of thermodynamics to optimize variable valve timing for maximizing torque in a throttled SI engine, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 1999-01-0328.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Kotaş, T.J., 1995, The exergy method of thermal plant analysis, American Scientist; Sep/Oct87, Vol. 75 Issue 5, p548-548, 1/3p, Accession Number:11317740.
- Kopac, M. and Kokturk, L., 2005, Determination of optimum speed of an internal combustion engine by exergy analysis, International Journal of Exergy, 2:40-54, doi: 10.1504/IJEX.2005.006432.
- Köktürk, L., 1999, Ekserji analizi kullanılarak içten yanmalı bir motorun optimizasyonu, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, Eylül 1999, Zonguldak, YÖK no: 085188.
- Kyritsis, D.C. and Rakopoulos, C.D., 2001, Parametric study of the availability balance in an internal combustion engine cylinder, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 2001-01-1263.
- Kumar, S.V., Minkowycz, W.J., Patel, K.S., 1989, Thermodynamic cycle simulation of the diesel cycle: exergy as a second law analysis parameter, Int. Commun. Heat Mass Transfer, 16:335–346.
- Küçükşahin, F., 1990, Dizel Motorları, Beta yayın Dağıtım A.Ş., Ekim 1990, ISBN: 9754861390.
- Li, J., Zhou, L., Pan, K., Jiang, D., Chae, J., 1995, Evaluation of the thermodynamic process of indirect injection diesel engines by the first and second law, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 952055, Trans. SAE J. Engines, 104:1929–1939.



**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Lior, N. and Rudy, G.J., 1988, Second-law analysis of an ideal otto cycle, *Energy Conversion and Management*, 28:327–334, ISSN: 0196-8904, INIST-CNRS, Cote INIST : 10197
- Lipkea, W.H. and DeJoode, A.D., 1989, A comparison of the performance of two direct injection diesel engines from a second law perspective, *Society of Automotive Engineers Inc.*, SAE paper no: 890824, *Trans. SAE J. Engines*, 98:1423–1440, OSTI ID: 5577225.
- McKinley, T.L. and Primus, R.J., 1988, An assessment of turbocharging systems for diesel engines from first and second law perspectives, *Society of Automotive Engineers Inc*, SAE paper no: 880598, *Trans. SAE J. Engines* 1988;97:1061–1071, ISSN 0096-736X, INIST-CNRS, Cote INIST: 5876.
- Moran, M.J. and Sciubba, E., 1994, Exergy analysis: Principles and practice, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, *Transactions of the ASME*, vol. 116, no. 2, p. 285-290, ISSN 0742-4795.
- Moran, M.J. and Shapiro H.N., 2000, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Third Edition, John Wiley & Sons, New York, 1388-6150 (Print), 1572-8943 (Online), doi: 10.1023/A:1010185508320.
- Nakonieczny, K., 2002, Entropy generation in a diesel engine turbocharging system, *Energy*, 27:1027–1056, doi: 10.1016/S0360-5442(02)00082-8.
- Ozcan, H. and Soylemez, M.S., 2005, Effect of water addition on the exergy balances of an LPG fuelled spark ignition engine, *International Journal of Exergy*, 2:194–206, doi: 10.1504/IJEX.2005.006987.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Parlak, A., 2005, The effect of heat transfer on performance of the diesel cycle and exergy of the exhaust gas stream in LHR diesel engine at the optimum injection timing, *Energy Conversion and Management*, 46:167-179, ISSN: 0196-8904, INIST-CNRS, Cote INIST : 10197, 35400012045143.0010.
- Parlak, A., Yasar, H., Eldogan, O., 2005, The effect of thermal barrier coating on a turbo-charged diesel engine performance and exergy potential of the exhaust gas, *Energy Conversion and Management*, 46:489–499, doi: 10.1016/j.enconman.2004.03.006
- Patterson, D.J. and Van Wylen G., 1963, A digital computer simulation for spark-ignited engine cycles, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 630076.
- Primus, R.J., 1984, A second law approach to exhaust system optimization, Society of Automotive Engineers Inc., Trans. SAE J.Engines, 93:1.212–224, SAE paper no: 840033.
- Primus, R.J., Hoag, K.L., Flynn, P.F., Brands, M.C., 1984, An appraisal of advanced engine concepts using second law analysis techniques, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 841287.
- Primus, R.J. and Flynn, P.F., 1986, The assessment of losses in diesel engines using second law analysis, ASME Winter Annual Meeting, Anaheim, USA, Proceedings of the AES, p. 61–68.
- Rakopoulos, C.D., 1993, Evaluation of a spark ignition engine cycle using first and second law analysis techniques, *Energy Conversion and Management*, 34:1299-1314, ISSN: 0196-8904, INIST-CNRS, Cote INIST: 10197, 35400003567147.0090.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Rakopoulos, C.D. and Andritsakis, E.C., 1993, DI and IDI diesel engines combustion irreversibility analysis, Proc. AES, vol. 30. ASME Winter Annual Meeting, New Orleans, USA, p. 17–32.
- Rakopoulos, C.D., Andritsakis, E.C., Kyritsis, D.C., 1993, Availability accumulation and destruction in a DI diesel engine with special reference to the limited cooled case, Heat Recov. Syst., CHP, 13:261–276, ISSN 0890-4332, INIST-CNRS, Cote INIST : 18801, 35400003382596.0070.
- Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., 1997 a, Speed and load effects on the availability balances and irreversibilities production in a multicylinder turbocharged diesel engine, Applied Thermal Engineering, 17: 299–313, doi: 10.1016/S1359-4311(96)00014-2.
- Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., 1997 b, Simulation and exergy analysis of transient diesel engine operation, Energy, 22:875–885, doi: 10.1016/S0360-5442(97)00017-0.
- Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., 1997 c, Development of cumulative and availability rate balances in a multi-cylinder turbocharged IDI diesel engine, Energy Conversion and Management, Elsevier Science, 38(4):347–369.
- Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., 2004 a, Availability analysis of a turbocharged diesel engine operating under transient load conditions, Energy, 29:1085–1104, doi: 10.1016/j.energy.2004.02.028.
- Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., 2004 b, Parametric study of transient turbocharged diesel engine operation from the second-law perspective, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 2004-01-1679.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., 2005 a, Second-law analysis of indirect injection turbocharged diesel engine operation under steady-state and transient conditions, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 2005-01-1131.
- Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., 2005 b, The influence of cylinder wall temperature profile on the second-law diesel engine transient response, Applied Thermal Engineering, 25:1779–1795, ISSN 1359-4311, INIST-CNRS, Cote INIST: 18801, 35400012540002.0160.
- Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E.G., 2006, Comparative first- and second-law parametric study of transient diesel engine operation, Energy, 31(12):1927-1942, doi: 10.1016/j.energy.2005.10.022.
- Rakopoulos, C.D. and Kyritsis, D.C., 2001, Comparative second-law analysis of internal combustion engine operation for methane, methanol and dodecanefuels, Energy, 26:705–722, ISSN 0360-5442, INIST-CNRS, Cote INIST: 16809, 35400009559619.0050.
- Rakopoulos, C.D. and Kyritsis, D.C., 2006, Hydrogen enrichment effects on the second-law analysis of natural and landfill gas in engine cylinders, Hydrogen Energy, 31:1384-1393, ISSN 0360-3199, INIST-CNRS, Cote INIST: 17522, 35400014241591.0170.
- Rosen, M. A. and Dincer, I, 2001, Exergy as the confluence of energy, environment, and sustainable development, International Journal of Exergy, 1(1), page:3-13, doi: 10.1016/S1164-0235(01)00004-8.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Rosen, M. A. and Dincer, I., 2003, Exergy-cost-energy-mass analysis of thermal systems and processes, *Energy Conversion and Management*, 44(10), pp. 1633–1651, doi: 10.1016/S0196-8904(02)00179-6.
- Sato, K., Ukawa, H., Nakano, M., 1991, Effective energy utilization and emission reduction of the exhaust gas in a two-stroke cycle engine, *Society of Automotive Engineers Inc.*, 37(4):557-563, SAE paper no: 911848, ISSN: 09148817.
- Sayin, C., Hosoz, M., Canakci, M. and Kilicaslan, I., 2007, Exergy and energy analyses of a gasoline engine, *International Journal of Energy Research*, 31:259-273, ISSN 0363-907X , doi: 10.1002/er.1246.
- Shapiro, H.N. and Van Gerpen, J.H., 1989, Two zone combustion models for second law analysis of internal combustion engines, PA: Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 890823, Warrendale. *Trans. SAE J. Engines* 1989;98:1408–22.
- Shinkawa, N., 1998, An outlook for energy in energy conversation point of view, Kyushu International Center, JICA & KITA, Kitakyushu, Japonya.
- Sobiesiak, A. and Zhang, S., 2003, The first and second law analysis of spark ignition engine fuelled with compressed natural gas, *Society of Automotive Engineers Inc.*, SAE paper no: 2003-01-3091.
- Szargut, J., Morris, D.R. and Steward, F.R., 1988, Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes, John Benjamins Publishing Co., ISBN-10: 0891165746, ISBN-13: 978-0891165743.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

Tat, M.E. and Van Gerpen, J.H., 2004, Research Notes, Iowa State University, Ames, IA, USA.

Tat, M.E., Wang, P.S, Van Gerpen, J.H. and Clemente, T.E., 2007, Exhaust emissions from an engine fueled with biodiesel from high-oleic soybeans, Journal of American Oil Chemists Society, 84:865-869, doi: 10.1007/s11746-007-1109-6.

TMMOB, 2006, Makine Mühendisleri Odası, Enerji Politikaları Yerli, Yeni ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Raporu, Yayın No: MMO/2006/417, ISBN:9944-89-110-X.

Uçkun, E., 2004, Biyodizel yakıtı kullanan bir Dizel motorun optimizasyonu, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, Temmuz 2004, Kocaeli, YÖK no: 153621.

Van Gerpen, J.H. and Shapiro, H.N., 1990, Second-law analysis of diesel engine combustion, Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 112:129–137, ISSN: 0742-4795, INIST-CNRS, Cote INIST: 6120 A.

Velasquez, J.A. and Milanez, L.F., 1994, Analysis of the irreversibilities in diesel engines, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 940673, Trans. SAE J. Engines, 103:1060–1068.

Wall, G., 1990, Exergy conversion in the Japanese Society, Energy, 15(5): 435-444.

Wall, G., 1997, Exergy, Society and Morals, Journal of Human Values, 3(2):193-206.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

Yılbaşı, Z., 2007, Bir Dizel motorun performansının ekserji analizi ile belirlenmesi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Bilim Uzmanlığı Tezi, Şubat 2007, Zonguldak, YÖK no: 199776.

Zellat, M., 1987, Application de l'analyse exergetique a l'etude thermodynamique des cycles de fonctionnement des moteurs diesel, Entropie, 134:78–87.

Zhecheng, L., Brun, M., Badin, F., 1991, A parametric study of SI engine efficiency and of energy and availability losses using a cycle simulation, Society of Automotive Engineers Inc., SAE paper no: 910005.

## ÖZGEÇMİŞ

Hakan ÇALIŞKAN 04.12.1985 tarihinde İzmir’de doğdu. 1996 yılında İzmir Bülent Okan İlkokulunu, 1999 yılında İzmir Tekel İlköğretim Okulunu bitirdi. 2003 yılında İzmir Karşıyaka Vali Erol Çakır Yabancı Dil Ağırlıklı Lisesinden dereceyle mezun oldu. Lisans öğrenimini Pamukkale Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde başarıyla tamamlayarak, 2007 yılında bölüm birincisi olarak mezun oldu. 2007 yılında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Programını kazandı. Bu tarihten itibaren, birinci danışman olarak Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümünden Yrd. Doç. Dr. Mustafa Ertunç TAT ve ikinci danışman olarak da Ege Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümünden Prof. Dr. Arif HEPBAŞLI ile birlikte tez çalışmalarına başlamıştır. Tezle ilgili; biri basımda, diğeri inceleme aşamasında iki SCI’lı (Science Citation Index) yayın ve bir tane de uluslararası bildiri yapmıştır. İkisi SCI’lı yayın, biri ulusal bildiri ve diğeri uluslararası bildiri olmak üzere, toplam dört tane yayını vardır. Yabancı dili İngilizce’dir.



## TEZDEN ÇIKAN YAYINLAR

1. Caliskan, H., Tat, M.E., Hepbasli, A. and Van Gerpen, J.H., 2008, Exergy analyses of engines fueled with biodiesel from high-oleic soybeans based on experimental values, International Journal of Exergy, (Baskıda).
2. Caliskan, H., Tat, M.E. and Hepbasli, A., 2008, A review on exergetic analysis and assessment of various types of engines, International Journal of Exergy, (İnceleme aşamasında).
3. Caliskan, H., Tat, M.E. and Hepbasli, A., 2008, Investigating the effect of varying dead state temperatures on exergy efficiency of an internal combustion engine, 4<sup>th</sup> International Exergy, Energy and Environmental Symposium, American University of Sharjah, Sharjah, United Arab Emirates, 19-23 April 2009 (Bildiri gönderildi).