

**BİR DİZEL MOTORUN PERFORMANSININ
EKSERJİ ANALİZİ İLE BELİRLENMESİ**

Zeki YILBAŞI

**Zonguldak Karaelmas Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalında
Bilim Uzmanlığı Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**ZONGULDAK
Şubat 2007**

KABUL:

Zeki YILBAŞI tarafından hazırlanan "BİR DİZEL MOTORUN PERFORMANSININ EKSERJİ ANALİZİ İLE BELİRLENMESİ" başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalında, Bilim Uzmanlığı Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir.

31/01/2007

Başkan: Prof. Dr. Kerim ÇETİNKAYA (ZKÜ)



Üye : Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU (GÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Perihan SEKMEN (ZKÜ)
(Tez Danışmanı)



ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım. / /2007



Doç. Dr. Mustafa SÖZEN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

Bilim Uzmanlığı Tezi

BİR DİZEL MOTORUN PERFORMANSININ EKSERJİ ANALİZİ İLE BELİRLENMESİ

Zeki YILBAŞI

Zonguldak Karaelmas Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Perihan SEKMEN

Şubat 2007, 75 sayfa

Bu çalışmada, dört zamanlı, dört silindirli bir dizel motora, enerji ve ekserji analizleri, yakıt olarak biyodizel ve dizel yakıt No. 2 kullanılarak, farklı motor hızları için uygulanmıştır. Motor momenti, hızı, yakıt ve su debileri ve sıcaklık değerleri belirlenmiştir. Her bir yakıt için yakıt enerjisi, efektif güç, efektif özgül yakıt tüketimi, ısı ve egzoz kayıpları hesaplanmıştır. Yakıt özellikleri motor performansını etkilediği için enerji analizi sonucunda motor performansının en iyi olduğu hız her iki yakıt içinde farklı bulunmuştur. Dizel motorundaki ekserji kayıplarının; egzoz gazları, soğutma suyu ve radyasyon yoluyla meydana geldiği kabul edilmiştir. Her bir hız için ekserji kayıpları belirlenip birbiriyle karşılaştırılmıştır. En fazla ekserji kaybının egzoz gazlarından olduğu tespit edilmiştir. Ekserji analizi sonucunda her iki yakıt için 2000 1/min en ekonomik motor hızı olarak belirlenmiştir.

Anahtar Sözcükler : Dizel motorlar, ekserji, enerji analizi, ekserji analizi, biyodizel.

Bilim Kodu : 625.04.01; 625.04.04; 625.05.03.

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

THE DETERMINATION OF A DIESEL ENGINE PERFORMANCE WITH EXERGY ANALYSIS

Zeki YILBAŞI

**Zonguldak Karaelmas University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Education**

Thesis Advisor: Asst. Prof. Dr. Perihan SEKMEN

February 2007, 75 pages

In this study, energy and exergy analyses were applied to a four stroke and cylinder diesel engine using biodiesel as fuel and diesel fuel No.2 for various engine speeds. Engine torque, speed, fuel and water flow rate and temperature values have been determined. Effective power, specific fuel consumption, fuel energy, heat and exhaust losses have been calculated. As fuel characteristics affect the engine performance, the best engine performance speed for both of the fuels was found to be different. Exergy losses in the diesel engine were accepted to be through exhaust gases, cooling water and radiation. Exergy losses of each speed were determined and compared to one another. The highest exergy loss was found to be because of exhaust gases. As a result of exergy analysis, 2000 1/ min was determined to be the most economical engine speed for both fuels.

Keywords : Diesel engines, exergy, energy analysis, exergy analysis, biodiesel.

Science Code : 625.04.01; 625.04.04; 625.05.03.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmayı hazırlamamda bana yol gösteren ve yardımlarını esirgemeyen hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Perihan SEKMEN'e şükranlarımı sunarım. Deneysel çalışmada ve literatür çalışmam esnasında yardımlarını aldığım hocalarım Sayın Prof. Dr. M. Sahir SALMAN, Yrd. Doç. Dr. Yakup SEKMEN, Yrd. Doç. Dr. Abdürrezzak AKTAŞ ve Dr. Tolga TOPGÜL'e, gerekli olan materyalleri bulmamda yardımlarını gördüğüm Sayın Dr. Murat CİNİVİZ ve Araş. Gör. İlker ÖRS'e ve tezimi tamamlamamda maddi manevi destekleri olan eşim Satiye YILBAŞI ve aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL VE ONAY	ii
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xii
BÖLÜM 1 GİRİŞ	1
BÖLÜM 2 TERMODİNAMİK ANALİZLER	4
2.1 ENERJİ ANALİZİ.....	4
2.2 EKSERJİ ANALİZİ	6
2.2.1 Ekserjiye Dayanan Temel Kavramlar.....	7
2.2.2 Ekserjiye Sebep Olan Faktörler	10
2.2.2.1 İş Transferine Bağlı Ekserji	10
2.2.2.2 Isı Transferine Bağlı Ekserji	10
2.2.2.3 Maddenin Kararlı Akışına Bağlı Ekserji.....	10
2.2.3 Ekserjinin Bileşenleri	11
2.2.3.1 Kinetik Ekserji.....	11
2.2.3.2 Potansiyel Ekserji	12
2.2.3.3 Fiziksel Ekserji	12
2.2.3.4 Kimyasal Ekserji	12
2.2.4 Kapalı Sistem İçin Ekserji Analizi.....	13

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
2.2.5 Kimyasal ve Termomekaniksel Ekserji	14
2.2.6 Fiziksel Ekserji	18
2.2.7 Ekserjik Verim	19
2.2.8 Verim Hatası	21
2.3 YAKITLAR VE YANMA	23
2.4 REFERANS MADDELERİ	24
2.5 EKSERJİ KAVRAMININ ÖNEMLİ BOYUTLARI	24
 BÖLÜM 3 MATERYAL VE METOT	 26
3.1 DENEYDE KULLANILAN CİHAZLAR	26
3.1.1 Deney Motoru	26
3.1.2 Havametre	28
3.1.3 Dijital Terazı	29
3.1.4 Egzoz Kalorimetresi	29
3.1.5 Kronometre	30
3.1.6 Motor Soğutma Suyu Akışmetresi	31
3.2 DENEY YÖNTEMİ	31
3.2.1 Motor Momenti ve Efektif Güç	32
3.2.2 Ortalama Efektif Basınç	33
3.2.3 Özgöl Yakıt Tüketimi	33
3.3 ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİNİN UYGULANMASI	34
3.3.1 Enerji Hesapları	34
3.3.1.1 Yakıt Enerjisi	34
3.3.1.2 Egzoz Isısı	35
3.3.1.3 Soğutma Suyu Isısı	36
3.3.1.4 Radyasyon Isısı	37
3.3.1.5 Enerji Yüzdeleri	37
3.3.1.6 Kayıp Enerji Yüzdeleri	38

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
3.3.2 Ekserji Hesapları	39
3.3.2.1 Yakıt Ekserjisi	40
3.3.2.2 Efektif Güç Ekserjisi	42
3.3.2.3 Egzoz Ekserjisi	42
3.3.2.4 Soğutma Suyu Ekserjisi	53
3.3.2.5 Radyasyon Ekserjisi	54
3.3.2.6 Motorlarda Ekserji Dengesi	54
3.3.2.7 Ekserji Yüzdeleri	57
 BÖLÜM 4 BULGULAR VE DEĞERLENDİRME	 59
4.1 EFEKTİF GÜÇ VE EFEKTİF ÖZGÜL YAKIT TÜKETİMİ	59
4.2 YAKIT ENERJİSİ	60
4.3 EGZOZ ISISI	61
4.4 SOĞUTMA SUYU ISISI	61
4.5 RADYASYON ISISI	62
4.6 ENERJİ YÜZDELERİ	63
4.7 KAYIP ENERJİ YÜZDELERİ	64
4.8 YAKIT EKSERJİSİ	65
4.9 EKSERJİ YÜZDELERİ	65
4.10 KAYIP EKSERJİ YÜZDELERİ	66
 BÖLÜM 5 SONUÇLAR VE ÖNERİLER	 68
 KAYNAKLAR	 71
ÖZGEÇMİŞ	75

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
2.1	Sistem sınırından girip çıkan madde akışının ekserji bileşenleri.....	11
2.2	Kararlı akış halindeki bir maddenin fiziksel ekserji tayininde kullanılan tersinir modül.....	18
2.3	Yakıtların kimyasal ekserjisinin hesaplanmasında kullanılan $T = T_0$ ve $p = p_0$ şartlarındaki bir fosil yakıtın tersinir, izotermal ve izobarik olarak O_2 ile reaksiyonu.....	24
3.1	Deney düzeneğinin şematik görünüşü.....	27
3.2	Deney düzeneğinin görünüşü.....	28
3.3	Test ünitesi kontrol paneli.....	28
3.4	Hava metre ve eğik manometrenin genel görünüşü.....	29
3.5	Dijital terazi.....	29
3.6	Egzoz kalorimetresi.....	30
3.7	Kronometre.....	30
3.8	Motor soğutma suyu akışmetresi.....	31
4.1	Efektif özgül yakıt tüketiminin ve efektif gücün motor hızı ile değişimi (dizel No. 2).....	59
4.2	Efektif özgül yakıt tüketiminin ve efektif gücün motor hızı ile değişimi (biyodizel).....	60
4.3	Çeşitli motor hızlarına ait yakıt enerjileri.....	60
4.4	Çeşitli motor hızlarına ait egzoz ısıları.....	61
4.5	Çeşitli motor hızlarına ait soğutma suyu ısıları.....	62
4.6	Çeşitli motor hızlarına ait radyasyon ısıları.....	62
4.7	Yakıt enerjisine göre enerji dağılımı (dizel No.2).....	63
4.8	Yakıt enerjisine göre enerji dağılımı (biyodizel).....	63
4.9	Kayıp enerjilerin devirlere göre toplam kayıp enerji içindeki dağılımları (dizel No.2).....	64
4.10	Kayıp enerjilerin devirlere göre toplam kayıp enerji içindeki dağılımları (biyodizel).....	64

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
4.11 Motor hızlarına ait yakıt ekserjileri.....	65
4.12 Dizel No. 2 yakıtı için yakıt ekserjisine göre ekserji dağılımı.....	66
4.13 Biyodizel yakıtı için yakıt ekserjisine göre ekserji dağılımı.....	66
4.14 Motor hızlarına göre kayıp ekserjilerin toplam kayıp ekserji içindeki dağılımları (dizel No. 2).....	67
4.15 Motor hızlarına göre kayıp ekserjilerin toplam kayıp ekserji içindeki dağılımları (biyodizel).....	67

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
3.1	Deney motorunun teknik özellikleri.....	26
3.2	Dizel No. 2 ve biyodizelin elementsel analizi	40
3.3	Çevre tanımı	48
3.4	Dizel No. 2 yakıtı için ekserji bilançosu.....	56
3.5	Biyodizel yakıtı için ekserji bilançosu.....	56

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

c	: Özgöl ısı, kJ/kgK
d	: Orifis çapı, m
e_i	: i maddesinin kontrol hacmine giriş ekserjisi, kW
e_j	: j maddesinin kontrol hacmine çıkış ekserjisi, kW
$e_{fiz.}$	: Fiziksel ekserji, kW
$e_{kim.}$	: Kimyasal ekserji, kW
e_{pot}	: Potansiyel ekserji, kW
e_{tm}	: Termomekaniksel ekserji, kW
$\dot{E}$	: Ekserji, kW
g	: Yerçekimi ivmesi, m/s ²
G	: Toplam Gibbs fonksiyonu, kJ/K
$\bar{h}$	: Özgöl molar entalpi, kJ/kmol
h	: Manometre sıvısı yüksekliği, mm
H_u	: Alt ısı değer, kJ/kg
$\dot{m}$	: Kütleli debi, kg/s
M_e	: Motor momenti, Nm
n	: Motor hızı, 1/min
n_i	: i maddesinin mol sayısı
$\bar{s}$	: Özgöl molar entropi, kJ/kmolK
I	: Toplam tersinmezlik, kJ
M	: Molar kütle, kg/kmol
p	: Basınç, Pa
p_{me}	: Ortalama efektif basınç, Pa
P_e	: Motor gücü, kW
R	: Üniversal gaz sabiti, kJ/kmolK
$\dot{Q}$	: Birim zamanda ısı geçişi, kW
s	: Özgöl entropi, kJ/kgK veya kJ/kmolK
$S_{ür}$	: Entropi üretimi, kJ/kgK veya kJ/kmolK

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

sfc	: Özgül yakıt tüketimi, g/kWh
T	: Sıcaklık, °C veya K
$\dot{V}$	: Hacimsel debi, m ³ /s
$\dot{V}_h$	: Hava debisi, L/min
y_i	: i maddesinin mol oranı
ρ_h	: Havanın yoğunluğu, g/cm ³
ρ_y	: Yakıtın yoğunluğu, g/cm ³
μ_i	: i maddesinin potansiyeli
Z	: Deniz seviyesinden olan kot farkı, m
ψ	: Ekserjik (Rasyonel) verim, %
η_e	: Efektif verim, %
δ_n	: Tesisteki n bileşenin verim hatası
λ	: Hava fazlalık katsayısı
Δt	: Yakıt tüketme süresi, s
ΔV	: Tüketilen yakıt hacmi, cm ³

ALT İNDİSLER

e	: Egzoz
h	: Hava
i	: i maddesi, kontrol hacim girişi
j	: j maddesi, kontrol hacim çıkışı
R	: Radyasyon
S	: Su
ter	: Tersinir
y	: Yakıt
$yü$	: Yanma ürünü

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Yaşadığımız yüzyılda enerji verimliliği; enerjinin üretimi, iletimi ve tüketilmesi alanlarında kullanılan teknolojilerde, enerjinin en düşük kayıpla ve en yüksek yarar sağlayacak şekilde kullanımı anlamını taşımaktadır. Enerji maliyetlerinin artması da enerjinin verimli kullanılması konusunda yapılan çalışmaların öneminin daha iyi anlaşılmasını sağlamaktadır. Bu yüzden, enerji konusunda yapılan bilimsel araştırmaların büyük bir kısmı daha az enerji ile daha çok iş elde etmekle ilgilidir.

Ekserji analizi ikinci kanuna dayandırıldığından, genel olarak prosesteki verimsizliklerin enerji analizine nazaran daha iyi tespit edilmesini sağlamaktadır. Termodinamik bilimi; termal, kimyasal ve mekanik olaylar arasındaki karşılıklı ilişkilerin anlaşılması amacıyla geliştirilmiştir. Proseslerin artan kompleksliği, enerji kaynaklarının optimum kullanımını sağlamak için tam bir termodinamik analize ihtiyaç duymuştur. Bundan dolayı yıllardır bazı termodinamikçiler aynı anda hem birinci hem de ikinci kanunun bir araya getirilmesinden oluşan yeni bir metot kullanmaktadırlar. Bu şekilde oluşturulmuş analiz teknikleri “Kullanılabilirlik Analizi” ya da “Ekserji Analizi” adları ile bilinmektedir. Her iki teknik de enerjinin farklı formlarının iş potansiyel kavramını kullanmaktadır. Bundan dolayı ekserji analizi, enerji kullanım prosesinde önemli değişimler meydana getirmek için kullanışlı bir araç olmuştur.

Enerji üretimi için kullanılan sıvı yakıtların yanma özellikleri, bu yakıtların kullanıldığı sanayi, gaz türbinleri ve içten yanmalı motorlar için büyük bir öneme sahiptir. Yakıt damlasının buharlaşma ve yanma teorisi yakın geçmişte geliştirilmiştir. Bu konuda literatürde; Marshall (1954), Chigier (1976), Clift ve diğerleri (1978), Law (1978), Faeth (1977, 1983, 1987), Som (1986), Srignano (1983, 1988), Som ve Diğerleri (1990) ve Dash ve diğerleri (1991)’nin sıvı yakıtın buharlaşması, yanma teorisi ve yakıtların buharlaşması durumunda entropi belirlenmesi üzerine çalışmaları bulunmaktadır. Puri (1992) ise, bir çalışmada, düşük Reynold sayısında, yakıtın yanmasındaki tersinmezlik analizini

kullanarak optimum bir transfer sayısı belirlemiştir. Isı, işe dönüştürülemediğinde, motor yüzeyinin sıcaklık derecesi daha yüksektir. Alkidas (1998), ısı ve yanma yoluyla ekserji kayıplarının oranının, motorun yanma odası duvarlarının yalıtılmasıyla azalabileceğini açıklamıştır.

Yapılan araştırmalarda genellikle termodinamiğin birinci kanununun bakış açısından motorun performans parametreleri belirlenerek incelenmiştir. Termodinamiğin birinci kanunu, enerji kaynağı kullanımının bazı özelliklerinin değerlendirilmesi için yetersizdir (Moran, 1989; Moran ve Shapiro, 2000). Bir termal sistemin çalışmasının termodinamik ayrıntıları, sadece enerji analizi ile değil, bunun yanında sistemin ekserji analizinin de yapılmasıyla daha iyi anlaşılabilir. Şahin (1997), birinci kanun analizini kullanarak, benzinli bir motorda, supap sisteminde yapılan değişikliğin motor performansına etkisini araştıran bir çalışma yapmıştır. Boza ve diğerleri (1991), Dunbar ve Lior (1992), Rakopoulos ve Andritsakis (1993), Rakopoulos ve diğerleri (1993), Rakopoulos (1993), Rakopoulos ve diğerleri (1997), Rakopoulos ve Giakoumis (1997) içten yanmalı motorlarla üzerine ekserji analizi uygulamışlardır. Ayrıca, Rakopoulos ve Giakopumis (1997) çalışmalarında dizel motorlarının ekserji analizi için nümerik bir yöntem geliştirmişlerdir. Bununla birlikte, yalnızca birinci kanunun kullanılması, enerji kaynaklarından yararlanmanın bazı belirleyici niteliklerini değerlendirmek için yetersizdir (Moran, 1989; Moran ve Shapiro, 2000).

Bunların yanı sıra geçmişten günümüze, değişik yakıtlar kullanarak çalıştırılan içten yanmalı motorlar üzerine, ekserji analizi uygulamaları yapılmıştır. Biyodizel yakıtlı dizel motorlarının performans ve/veya egzoz emisyonları, çoğu araştırmacı tarafından araştırılmıştır (Canakci ve Van Gerpen, 1997; Karaosmanoğlu ve diğerleri, 2000; Schmidt ve Van Gerpen, 1996; Ulusoy ve diğerleri, 2004; Zhang ve Van Gerpen, 1996). Bir dizel motorun enerjisinin miktarı ve özelliklerinin analizi için termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını kullanmıştır (Al-Najem ve Diab, 1991). Tek silindri direkt püskürtmeli bir dizel motorunda, motor devrine bağlı olarak silindir içerisine sürülen toplam ısı enerjisinin, efektif olarak alınan enerji deneysel olarak incelenmiştir (Salman ve diğerleri, 2002). Çanakcı ve Hoşöz (2005) tarafından; çeşitli biyodizel ve dizel yakıtıyla çalıştırılan dört silindri turboşarjlı bir dizel motorunun nisbi enerji ve ekserji analizleri araştırılmıştır.

Bu çalışmada, dört zamanlı, dört silindirli bir dizel motora enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Yakıt olarak biyodizel ve dizel yakıt No. 2 kullanılmıştır. Motor momenti, hızı, yakıt ve su debileri, sıcaklık, basınç değerleri belirlenmiştir. Her bir yakıt için özgül yakıt tüketimi, yakıt enerjisi, efektif güç, ısı ve egzoz kayıpları hesaplanmıştır.

BÖLÜM 2

TERMODİNAMİK ANALİZLER

2.1 ENERJİ ANALİZİ (BİRİNCİ KANUN)

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ve dönüşümü yasasını ifade etmekte ve enerjinin termodinamik ile ilgili bir özellik olduğunu vurgulamaktadır. Enerjinin korunumu ve dönüşümü yasasına göre, enerji yok edilemez veya yoktan var edilemez, ancak değişik fiziksel ve kimyasal işlemlerle bir enerji biçiminden diğer enerji biçimine dönüşür. Bu dönüşüm sırasında enerjinin miktarı sabit kalır.

Bir çevrimde iş ve ısı değerleri arasındaki fark;

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (2.1)$$

diferansiyeli ile ifade edilir. Burada ilk iki terim eğri fonksiyonu, üçüncü terim nokta fonksiyonudur.

Kapalı bir sistemde Termodinamiğin Birinci Yasası;

$$Q_{12} + W_{12} = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad (2.2)$$

şeklinde yazılabilmektedir. Yani, bir sistem termodinamik durum değişikliğine uğradığında enerji, ısı veya iş olarak sistem sınırlarını geçebilir; ısı ve iş pozitif veya negatif olabilir, sistemin sahip olduğu enerjideki net değişme tam olarak sistemin sınırlarını geçen net enerjiye eşittir.

$$W_{12} = W_{\text{diğer}} - W \quad (2.3)$$

$$\Delta U = m(u_2 - u_1) \quad (2.4)$$

$$\Delta KE = \frac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2) \quad (2.5)$$

$$\Delta PE = mg(z_2 - z_1) \quad (2.6)$$

olmaktadır. Sabit basınçta bir hal değişimi için,

$$U + P \cdot V = H \text{ 'dan}$$

$$W_s + \Delta U = \Delta H \quad (2.7)$$

olur. Bu nedenle birinci yasa,

$$Q_{12} + W_{\text{diğer}} = \Delta H + \Delta KE + \Delta PE \quad (2.8)$$

biçimini alır. Bir maddenin birim kütesinin sıcaklığını bir derece yükseltmek için gerekli enerjiye, hal değişimi sabit hacimde gerçekleşmişse sabit hacimde özgül ısı (c_v), sabit basınçta gerçekleşmişse sabit basınçta özgül ısı (c_p) adı verilir.

Sıkıştırılmayan maddeler için sabit hacimde ve sabit basınçta özgül ısılar birbirine eşittir.

$$c_p = c_v = c \quad (2.9)$$

sıkıştırılmayan maddeler için Δu ve Δh değerleri,

$$\Delta u = c_{\text{ort}} \cdot (T_2 - T_1) \quad (2.10)$$

$$\Delta h = \Delta u + p \cdot \Delta V \quad (2.11)$$

bağıntıları ile hesaplanır.

2.2 EKSERJİ ANALİZİ (İKİNCİ KANUN)

Bir durum değişimi ancak, termodinamiğin hem birinci ve hem de ikinci kanununu sağlıyorsa gerçekleşebilir.

Örneğin; yokuşu çıkan bir otomobil için depodan eksilen benzin, otomobilin yokuş aşağıya kendiliğinden inmesiyle tekrar depoya dolamayacağından;

“Termodinamiğin ikinci kanunu, işlemlerin belirli bir yönde gerçekleşebileceğini, ters yönde olamayacağını ifade eder.”

Termodinamiğin birinci kanunu, durum değişiminin yönü üzerine bir kısıtlama koymamaktadır. Birinci kanuna göre bir çevrimde ısı tamamen işe dönüştürülebilir,

$$\oint Q = \oint W \quad (2.12)$$

Yani birinci kanuna göre, sistemden çevreye ısı vermeksizin iş yapabilen bir ısı motoru, yani %100 verimli bir motor yapmak mümkündür. İkinci kanun buna kısıtlama getirmekte ve Kelvin - Planck ifadesi ile bu durumun imkânsızlığını şu şekilde açıklamaktadır;

“ Periyodik olarak çalışan bir tek ısı kaynağı ile ısı alış verişi yaparak sürekli olarak iş üreten bir makinenin yapılması mümkün değildir.”

Isıtma ve soğutma makinelerinin termodinamiğin ikinci kanun ile ilişkisi ise Clausius tarafından;

“Çevrede hiçbir etki bırakmaksızın ıslayı soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına ileten bir ısı pompası (veya soğutma makinesi) yapmak mümkün değildir” ya da başka bir deyişle “ Isı enerjisi kendiliğinden soğuk ortamdan sıcak ortama doğru akamaz” şeklinde açıklanmıştır. Herhangi bir modelin kullanıldığı bir analizin gerçekliği ve faydası, formülasyonda yapılan bazı idealleştirmeler ile sınırlandırılır. Buna göre çevre, uniform sıcaklığa (T_0) ve uniform basınca (p_0) sahip oldukça büyük basit sıkıştırılabilir sistem olarak kabul edilmektedir. Çevre, 1 atm. basınç (p_0) ve 25°C (T_0) sıcaklık şartlarında kabul

edilen tipik çevresel şartlara uygun olmalıdır. Bundan dolayı; çevrenin intensif özellikleri değişmez ancak çevrenin diğer sistemlerle etkileşimlerinin bir sonucu olarak ekstensif özelliklerinde değişim görülebilir. Çevrenin tüm kısımlarının birbirleri ile durağan olduğu kabul edildiğinden çevre enerjisindeki değişme sadece onun iç enerjisindeki bir değişme olabilir. Çevre, atmosferde, okyanuslarda ve dünya yüzeyinde bol miktarda bulunan yaygın maddelerden oluşur. Maddelerin doğadaki mevcut formları durağandır ve kimyasal denge halindedir. Çevreyi oluşturan kısımlar arasında fiziksel ya da kimyasal etkileşimlerden iş oluşumu mümkün değildir.

Bir sistemin basıncının, sıcaklığının, kompozisyonunun, hızının ve yüksekliğinin bir ya da birkaçı çevreninkinden farklı olduğunda iş üretme olanağı mevcut olur. Sistem, çevre durumuna doğru durum değiştirirken yukarıdaki iş yapma olanağı azalır, dengeye ulaştığında da bu olanak durmaktadır.

2.2.1 Ekserjiye Dayanan Temel Kavramlar

Termodinamiğin ikinci kanunu, hem bir enerji taşıyıcısının gerçek termodinamik değerini hem de proses ya da sistemlerden olan kayıpların ve gerçek termodinamik yetersizliklerin hesaplarının yapılabilmesi sonucu ile bir enerji dengesini tamamlar ve geliştirir. Çevre sıcaklığında çalışan enerji sistemleri için, kullanılabilir enerji olarak da bilinen ekserjiyi, enerjinin faydalı kısmı olarak düşünebiliriz. Enerjinin faydalı kısmı, enerjinin başka enerjiye dönüştürülebilen kısmıdır. Bir madde veya enerji akışına bağlı ekserji, egzoz gazı, soğutma suyu ve ısı kaybı şeklinde çevreye atılır.

Ekserji kaybı, termodinamiğin ikinci kanun analizi de denilen “Ekserji Analizi” ile hesaplanır. Ekserji tahribi direk olarak sistem içindeki tersinmezliklerin bir sonucudur. Termal sistemler; petrol, doğal gaz gibi kaynakların yanmasından direk ya da endirek üretilen ekserji girişleri ile beslenir. Ekserjinin kayıpları ve önlenemez tahripleri bu kaynakların atık olarak ortaya çıkan kısımlarını temsil eder. Bunun gibi kaynakların verimsizliklerini azaltmak için bazı yollar bulunarak, yakıtlar daha verimli şekilde kullanılabilirler. Ekserji dengesi; enerji kaynaklarının atıklarının gerçek büyüklüğünün, türünün ve meydana geldiği yerin tespit edilmesinde kullanılabilmekte ve bundan dolayı da ekserji dengesi, etkin yakıt kullanımı için geliştirilen stratejiler içinse önemli olmaktadır.

Karmaşık termodinamik sistemlerin optimizasyonunun yapılması çok güçlü bir araç olduğu kanıtlanan ikinci kanunun analizi ile gerçekleştirilmekte mühendislik aygıtlarının performansının belirlenmesi için; kullanılabilirlik, tersinir iş, tersinmezlik ve ikinci kanun veriminin tanımlanmaları ile işe başlanmaktadır. Buna göre;

Kullanılabilirlik : Verilen bir durumdaki sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iş miktarıdır. Sadece iş alış-verişinin sonucu olarak bir tersinir sistemin kullanılabilir enerjisindeki net azalma miktarı şeklinde tanımlandığından işin kullanılabilirliği, işin kendisine eşit olup atmosfer yönünde hareket etmek için gerekenden daha küçüktür.

Tersinir iş : Belirli iki durum arasında bir süreç geçiren sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iştir.

Tersinmezlik : Bir proses sırasında kaybedilen iş potansiyelidir ve bu kayıp iş potansiyeli, tersinmezliklerin sonucu olarak meydana gelir.

Yukarıdaki tanımlar ışığında ikinci kanun verimi tanımlandıktan sonra bu kavramlar kapalı sistemlere ve kontrol hacimlerine uygulanmıştır.

Kaynaktan faydalı iş üretebildiğimiz enerji miktarı yani kaynağın iş potansiyeli bir enerji kaynağı için önemlidir. Enerjinin işe dönüştürmede kullanılmayan kısmı da sonunda atık enerji şeklinde atılacaktır. Buna göre, belirli bir durumda verilen bir enerji miktarının hesaplanmasında yeterli olan özelliğe "kullanılabilirlik" denir.

Belirli bir durumdaki sistemin içerdiği enerjinin iş potansiyeli, basit olarak sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iştir. Bir süreç sırasında yapılan iş, sistemin başlangıç durumunun, sistemin son durumunun ve proses yolunun bir fonksiyonudur.

Ölü durumdaki bir sistem, çevresi ile termal ve mekanik denge halindedir. Başlangıçta ölü durumda olan bir sistemden iş üretilemez. Atmosfer çok büyük miktarda enerji içeriğine sahip olmasına rağmen ölü durumda olduğundan içerdiği bu enerji, iş potansiyeline sahip değildir. Başka bir ifade ile çok miktarda enerji içeren atmosferin kullanılabilirliği sıfırdır.

Ekserji tanımında temsil edilen çevre ve denge terimleri, bazı açıklamaları gerektirir. Bunlar, sınırlandırılmış ve sınırlandırılmamış denge halleridir.

Sınırlandırılmış denge durumu : Sistemin çevre ile termal ve mekanik denge halinde olduğu zamanki durumudur. Bu koşullar altında sistemin basınç ve sıcaklığı sırasıyla çevrenin basınç ve sıcaklığı olan T_0 ve p_0 'dır. Sınırlandırılmış denge durumunda, sistemin çevre ile kimyasal etkileşim ve karışımını engellemek için fiziksel bir sınırla sistem çevreden ayrı tutulur. Bu nedenle çevrenin kompozisyonu dikkate alınmaz ancak çevrenin durumu uygun ise sistem çevre sıcaklığı ve basıncı ile belirlenir. Bundan dolayı, sınırlandırılmış denge durumunda çevre, ekserjisi sıfır olduğundan sıfır kalitedeki termal enerjiye sahip sonsuz büyüklükteki bir rezervuar olarak gözönüne alınabilir. p_0 çevresel basıncın belirtilmesi, sistem hacminde bir değişiklik olduğunda çevre üzerine sistem tarafından yapılan işin hesaplanması için önemlidir.

Sınırlandırılmamış denge durumu : Ele alınan sistemin çevre ile termal, mekanik ve kimyasal denge halinde olduğu zamanki durumudur. Bu şartlar altında sistem; çevrenin yaygın yapılarının tamamını içermelidir. Bu amaç için, çevre birbirleri ile termodinamik denge içinde bulunan düşük Gibbs fonksiyonuna sahip maddelerden oluşur. Bu durum, çevrenin çeşitli kısımlarının etkileşiminden iş elde edilemez olduğunu söyler. Sınırlandırılmamış denge durumunu ele aldığımız zaman, çevre sıfır kaliteli termal enerji ve sıfır kaliteli maddelerden oluşan bir rezervuar olarak düşünülebilir.

Gerçek çevre, jeotermal enerji formundaki yüksek kaliteli termal enerji ve fosil yakıtlar şeklindeki yüksek kaliteli maddelerden oluşan paketlerden meydana gelir. Bundan dolayı, bunlar yüksek kaliteli termal enerji ve yüksek kaliteli maddeler şeklindeki ayrı rezervuarlar olarak kabul edilmelidir.

Sonuç olarak, sistem başlangıç durumundan çevresinin durumuna (ölü duruma) getirilirken mümkün olan maksimum işi dağıtacaktır. Bu da belli bir durumdaki sistemin faydalı iş potansiyelini temsil eden kullanılabilirliği.

2.2.2 Ekserjiye Sebep Olan Faktörler

2.2.2.1 İş Transferine Bağlı Ekserji : Verilen bir enerji formunun eşdeğer işi, onun ekserjisinin bir ölçüsü olarak tanımlandığından, iş her durumda ekserjiye eşittir. Bundan dolayı ekserji transferi büyüklük ve doğrultu olarak iş transferi ile aynı büyüklük ve doğrultuya sahiptir.

$$\dot{W}_{\text{Mak}} = \dot{E}_w \quad (2.13)$$

2.2.2.2 Isı Transferine Bağlı Ekserji : Kontrol yüzeyindeki ısı transferinin ekserjisi; çevrenin sıfır kalitedeki termal enerji rezervuarı olarak kullanılmasından elde edilebilen maksimum işe göre bulunur. $\dot{Q}_r$ birim zamandaki ısı transferi, T_r ısı transferinin meydana geldiği kontrol yüzeyindeki sıcaklık olarak seçildiğinde termal enerjiden maksimum işe dönüşüm hızı aşağıdaki gibi yazılabilir (Kotas, 1985);

$$\dot{E}_Q = \dot{Q}_r \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_r} \right) \right] \quad (2.14)$$

$$t = 1 - \left(\frac{T_0}{T_r} \right) \quad (2.15)$$

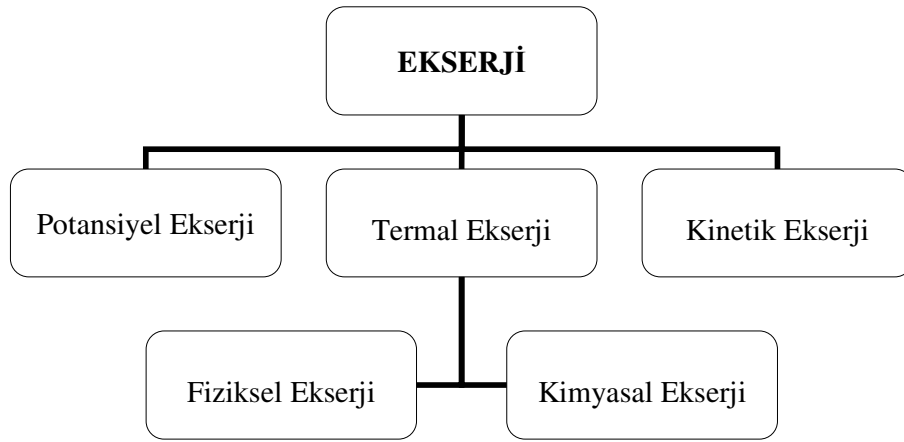
Burada t 'ya "boyutsuz ekserjik sıcaklık" denir ve T_0 sıcaklığındaki çevrenin termal enerji rezervuarı olarak kullanıldığı özel durumun Carnot verimliliğine eşittir. Birim zamandaki ısı transferine bağlı ekserjiye "termal ekserji akısı" denir ve açık sistem analizinde $\dot{E}_Q$ ile gösterilir. Eşitlik (2.14) 'deki $\dot{Q}_r$ 'ın işareti, ısı transferi sisteme yapıldığı zaman pozitifdir. Yani, ısı transferi çevre sıcaklığından daha yüksek sıcaklıkta meydana gelmiştir ve bu yüzden de t pozitifdir ve kontrol bölgesinde yapılan ısı transferi kontrol bölgesinin ekserjisini arttırmaktadır.

2.2.2.3 Maddenin Kararlı Akışına Bağlı Ekserji : Kararlı akış halindeki bir maddenin ekserjisi, sadece çevreyle etkileşebilen akış sırasında akışın prosesler vasıtasıyla başlangıç

durumundan çevrenin ölü durumuna getirildiği zaman elde edilebilen maksimum iş miktarına eşittir.

2.2.3 Ekserjinin Bileşenleri

Akış halindeki bir maddenin $\dot{E}_Q$ ile gösterilen ekserjisi başlıca dört gruba ayrılabilir. Bunlar; kinetik ekserji, potansiyel ekserji, fiziksel ekserji ve kimyasal ekserjidir. Ekserjinin bileşenleri Şekil (2.1)'deki gibi gösterilebilir.



Şekil 2.1 Sistem sınırından girip çıkan madde akışının ekserji bileşenleri.

Nükleer, magnetizma ve elektrik etkileri ile yüzey geriliminin ihmal edildiği durumda $\dot{E}$ ekserji toplamı, bu dört bileşenin toplamı şeklinde aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{E} = \dot{E}_k + \dot{E}_p + \dot{E}_f + \dot{E}_{kim} \quad (2.16)$$

Burada;

$\dot{E}_k$: kinetik ekserji, $\dot{E}_p$: potansiyel ekserji, $\dot{E}_f$: fiziksel ekserji ve $\dot{E}_{kim}$: kimyasal ekserji olarak ifade etmektedir.

2.2.3.1 Kinetik Ekserji : Bir madde akışının kinetik ekserjisi, düzenli bir enerji formudur ve bundan dolayı da tamamen işe dönüştürülebilir. Kinetik enerji değeri çevresel referans düzeyine göre hesaplanırsa kinetik ekserji değerine eşit olur. Buna göre:

$$\dot{E}_k = \dot{m} \left(\frac{V^2}{2} \right) \quad (2.17)$$

$\dot{m}$: Akışkanın kütleli debisi (kg/s) ve V : Akış halinde akışkanın kütle hızı (m/s)'dir.

2.2.3.2 Potansiyel Ekserji : Kinetik ekserjiye benzer şekilde, akış halindeki maddelerin potansiyel enerjisi düzenli bir enerji formu olduğundan tamamen işe dönüştürülebilir. Potansiyel enerji değeri çevresel referans düzeyine göre hesaplanırsa potansiyel ekserji değerine eşit olur. Buna göre:

$$\dot{E}_p = \dot{m} \cdot g \cdot z_0 \quad (2.18)$$

$\dot{m}$: Akış halindeki akışkanın kütleli debisi (kg/s),

g : Yerçekim ivmesi (m/s²),

z_0 : Deniz seviyesinden olan kot farkı (m) şeklindedir.

2.2.3.3 Fiziksel Ekserji : Fiziksel ekserji; akış halindeki bir madde çevre ile sadece termal etkileşim içeren tersinir fiziksel prosesler ile başlangıç şartlarından, (p_0, T_0) ile belirli çevre şartlarına getirildiği zaman elde edilebilen maksimum iş miktarına eşittir.

2.2.3.4 Kimyasal Ekserji: Fiziksel ekserji tayininde, akışın son durumu (T_0, p_0) ile belirli çevresel durum olup, sıfır kinetik ve sıfır potansiyel ekserjiyle belirlenmiştir. Oysa bu son durum, akış halindeki maddenin kimyasal ekserjisini saptayacak olan tersinir prosesler için de başlangıç durumu olacaktır. Son durum ise, maddenin çevre ile sınırlandırılmamış denge durumu olan ölü duruma indirgeneceği durum olacaktır. Bundan dolayı, kimyasal ekserji tanımı aşağıdaki gibi ifade edilebilir: Ele alınan maddenin sadece çevre ile madde alış - veriş ve ısı transferi içeren prosesler ile çevresel durumdan ölü duruma getirildiği zaman elde edilebilir maksimum iş miktarına kimyasal ekserji denir. Ya da başka bir ifade ile kimyasal ekserji; (T_0, p_0) parametrelerine sahip olan madde; (T_0, p_0) şartlarındaki çevrenin referans bileşenleri ile dengeye getirildiğinde elde edilen maksimum iş miktarına eşittir (Gündüz, 1991).

Termodinamik çevreyi, bir termodinamik proses sırasında sistem ve çevre arasında ısı ve madde alış-verişi gerçekleştirildiğinde çevre içindeki kimyasal bileşenlerin (referans maddelerinin ya da çevre içinde sıfırdan farklı konsantrasyona sahip maddeler) kararsız durumun (T_0 , p_0) sabit kaldığı büyük bir denge sistemi olarak kabul edilir. Referans maddeler arasında kimyasal reaksiyonlar meydana gelemez. Bu durumda, sadece tam bir termodinamik denge varlığından söz edilir ve çevrenin toplam ekserjisi sıfıra eşittir. Çevrenin verilen basınç ve sıcaklığı ve çevre içinde kapsanan kimyasal elementlerin verilen miktarları için, çevreyi oluşturan kimyasal bileşenlerin kimyasal dengesi hesaplanabilir. Ekserji, teorik açıdan uygun bir çevre için değil, doğal çevremizin gözönüne alınan koşullar için bir sistemden çıkış potansiyelini temsil eder.

2.2.4 Kapalı Sistem İçin Ekserji Analizi

Bir sistemi oluşturan maddeler ya çevre içinde mevcuttur ya da çevre içindeki maddelerden oluşturulabilir. Mevcut ifadeyi kolaylaştırmak için; sistemi oluşturan tüm maddelerin gerçekte çevre içinde mevcut olduğu ve sistemin ölü duruma geçerken kimyasal reaksiyon yapmadıkları kabul edilir. Amaç; bileşik sistem tarafından geliştirilen maksimum işi hesaplamak olduğundan, bileşik sistem sınırı sadece ondan girip çıkan iş formunda enerji transferine izin verir. Geliştirilen iş, bileşik sistem ve çevre son denge durumu için etkileştikleri zaman, bileşik sistemin enerjisi de aşağıdaki ifade ile verilir,

$$U^c = T_0 S^c - p_0 V^c + \sum n_i^c \mu_i^c \quad (2.19)$$

Ekserji, bileşik sisteme enerji, kütle ve entropi dengeleri uygulanarak aşağıdaki şekilde hesaplanabilir;(enerji balansı)

$$U^c - [U^c + (U + KE + PE)] = Q_c - W_c \quad (2.20)$$

Buna göre, enerjideki değişme net enerji transferine eşittir. W_c , bileşik sistem tarafından geliştirilen iş olup, eşitliğin köşeli parantez içindeki terimi de bileşik sistemin başlangıç enerjisidir.

Entropi balansı da aşağıdaki eşitliği verir.

$$S^{\circ} = S^{\circ} + S + S_{\text{ür}} \quad (2.21)$$

Yukarıdaki eşitlikteki $S_{\text{ür}}$; Sistem çevre ile dengeye gelirken, tersinmezliklere bağlı olarak bileşik sistem içindeki entropi üretimini açıklamaktadır.

$$W_c = \left(U + p_0 V - T_0 S - \sum n_i^{\circ} \mu_i^{\circ} + KE + PE \right) - T_0 S_{\text{ür}} \quad (2.22)$$

$S_{\text{ür}}$, tersinmezlikler mevcut olduğunda pozitif olurken, bileşik sistem içinde tersinmezliklerin bulunmadığı sınır durumunda ortadan kalkar. $S_{\text{ür}}$, negatif olamaz. Bu nedenle, bileşik sistem işi için maksimum teorik iş $S_{\text{ür}}$ yerine sıfır konularak elde edilir. Bu tanım ile ekserji $\dot{E}$ bu maksimum değerdir. Buna göre ekserji ifadesi;

$$\dot{E} = U + p_0 V - T_0 S - \sum n_i \mu_i^{\circ} + KE + PE \quad (2.23)$$

Ayrıca ekserji değeri, kimyasal ekserji ve termomekaniksel ekserji denilen iki yapının toplamı olarak ifade edilebilir.

2.2.5 Kimyasal ve Termomekaniksel Ekserji

Sınırlandırılmış ölü durumdaki ekserji değeri, başlangıçta (T_0, p_0) şartlarındaki sistem çevre ile kimyasal dengeyi tamamlarken elde edilebilen maksimum teorik iştir. Bu ekserji değerine kimyasal ekserji ($\dot{E}_{\text{kim}}$) denir. Sınırlandırılmış ölü durumdaki sisteme ekserji ifadesi uygulanırsa, aşağıdaki kimyasal ekserji ifadesi elde edilir;

$$\dot{E}_{\text{kim}} = U_0 + p_0 V_0 - T_0 S_0 - \sum n_i \mu_i^{\circ} \quad (2.24)$$

U_0, V_0, S_0 ; sınırlandırılmış ölü durumdaki sistemin iç enerji, hacim ve entropisini gösterilmektedir. Sınırlandırılmış ölü durumdaki sisteme iç enerji eşitliği için uygulanıp, kimyasal ekserji için aşağıdaki alternatif ifade de Eşitlik (2.24)'daki sonuçlar indirgenirse;

$$\dot{E}_{\text{kim}} = \sum n_i (\mu_{0i} - \mu_i^{\circ}) \quad (2.25)$$

μ_{0i} ; sınırlandırılmış ölü durumdaki “ i ” maddesinin kimyasal potansiyelidir. Kimyasal ekserji; çevre içindeki mevcut maddelerden sistem üretmek ve sistemi sınırlandırılmış ölü duruma getirmek için gerekli kılınan minimum teorik iş olarak ta düşünülebilir.

Termomekaniksel ekserji (E_{tm}), sistem verilen durumdan sınırlandırılmış ölü duruma getirilirken elde edilebilen maksimum teorik iştir. Aşağıdaki alternatif ifadeler sırasıyla Eşitlik (2.24) ve (2.25), Eşitlik (2.23)'den çıkartılarak elde edilir.

$$E_{tm} = (U - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + PE + KE \quad (2.26)$$

$$\dot{E}_{kim} = U + p_0 V - T_0 S - \sum n_i \mu_{i0} + PE + KE \quad (2.27)$$

Pratik olarak ilgilenilen çeşitli özel durumlara karşılık kimyasal ekserji için ifadeler geliştirilebilir. Üç özel durum, aşağıdaki açıklamaları sağlar;

Durum 1.

Sınırlandırılmış ölü durumdaki sistem, ideal bir gaz karışımı içerdiğinde ve her bir bileşenin de ideal gaz karışımının bir üyesi olarak çevre içinde bulunduğu anda, Eşitlik (2.25)'nin kimyasal potansiyelleri aşağıdaki gibi ifade edilir (Moran ve Shapiro, 2000):

$$\mu_{i0} = \bar{g}_i(T_0, p_0) + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln_i^s \quad (2.28)$$

$$\mu_i^s = \bar{g}_i(T_0, p_0) + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln_i^s \quad (2.29)$$

$\bar{g}_i$: Saf “i” maddesinin molar Gibbs Fonksiyonu

y_i : Sınırlandırılmış ölü durumda bulunan karışım içindeki “i” maddesinin mol kesri

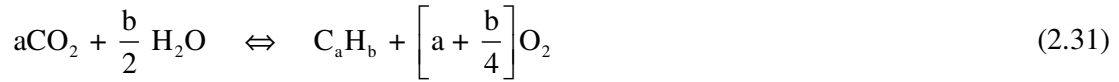
y_i^s : Çevredeki karışım içindeki “i” maddesinin mol kesri

Yukarıdaki eşitlikler ele alınarak bir mol karışımın kimyasal ekserji ifadesi elde edilir;

$$e_{\text{kim}} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum_{i=1}^j y_i \cdot \ln \frac{y_i}{y_i^e} \quad (2.30)$$

Durum 2.

Sistem bileşenleri çevreyi oluşturan maddeler içinde varsa ve sistem bileşenlerinin bir ya da birkaçı çevrede bulunmadığı ancak; çevresel maddelerden oluşturulabildiği zaman, kimyasal ekserji kavramı uygulanır. Çevre içinde mevcut olmayan bir maddenin çevre içindeki kimyasal potansiyeli, çevresel maddelerden o maddenin oluşumunu sağlayan reaksiyona denge şartı uygulanarak türetilir (Ahrents, 1982; Moran, 1989). Bir açıklama şeklinde; (T_0, p_0) 'daki hidrokarbon ele alalım ve çevre de O_2 , CO_2 , H_2O içermekte fakat çevre içinde C_aH_b bulunmamakta olsun. Buna göre hidrokarbonun oluşum reaksiyonu;



Şeklinde ifade edilmekte olup, denge reaksiyonuna karşılık gelen eşitlik aşağıdaki şekilde yazılır (Moran ve Shapiro, 2000).

$$a\mu_{CO_2}^e + \frac{b}{2}\mu_{H_2O}^e = \mu_y^e + \left(a + \frac{b}{4} \right) \mu_{O_2}^e \quad (2.32)$$

μ_y^e : C_aH_b 'nin çevre içindeki kimyasal potansiyelini gösterir. μ_y^e için Eşitlik (2.32)'ün çözülmesi ve sonucun Eşitlik (2.25)'de yerine konması ile aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$e_{\text{kim}} = \mu_{y,O} - \mu_y^e = \mu_{y,O} - \left[a\mu_{CO_2}^e - \left(\frac{b}{2} \right) \mu_{H_2O}^e - \left(a + \frac{b}{2} \right) \mu_{O_2}^e \right] \quad (2.33)$$

Yakıtın kimyasal potansiyeli, onun molar Gibbs fonksiyonuna eşittir. CO_2 , H_2O ve O_2 için kimyasal potansiyellerin hesaplanması için Eşitlik (2.29) kullanılarak, Eşitlik (2.33) aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$e_{kim} = \left[\bar{g}_y + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{g}_{O_2} - a \bar{g}_{CO_2} - \left(\frac{b}{2} \right) \bar{g}_{H_2O(b)} \right]_{(T_0, p_0)} \quad (2.34)$$

$$+ \bar{R} T_0 \ln \left[\frac{(y_{O_2}^c)^{a + (b/4)}}{(y_{CO_2}^c)^a (y_{H_2O}^c)^{b/2}} \right]$$

Temel olarak kimyasal ekserji, Gibbs fonksiyonlarını içeren (2.34) eşitliğinin sağ tarafındaki ilk terim ile belirlenirken; logaritmik terim de normal olarak sadece yüzde birkaç oranında kimyasal ekserjiye katılır. Hidrokarbonlar için, (2.34) eşitliğinin sağ tarafındaki ilk terim aşağı yukarı yakıtın ısıtma değerine yaklaştırılır. Bir hidrokarbonun kimyasal ekserjisi sık sık yakıtın ısıtma değeri olarak alınır. Eşitlik (2.34)'in tartışmasını Moran (1989) sağlamıştır.

Durum 3.

Dünya üzerindeki değişken koşullar yüzünden, özel bir uygulama için uygun kimyasal ekserjilerin hesaplanmasında kullanılan bir çevrenin belirlenmesi, yoğun bir özen ve çalışmayı gerektirir. Bundan dolayı, önce çevre belirlenir daha sonra da ilgilenilen tüm maddelerin kimyasal ekserji değerlerini elde etmek için bir seri hesaplama gerekli kılınır (Gaggioli ve Petit, 1977). Bu kompleksliklerden, standart bir çevre kullanılarak kaçınılabilir (Ahrendts, 1982; Kotas, 1985; Moran, 1989; Szargut ve diğerleri, 1988). Önce standart çevre belirlenir ardından da standart kimyasal ekserjiler hesaplanabilir ve tablolaştırılabilir. Kimyasal ekserji değerleri gerekli kılındığı zaman, bu değerler standart değerlerin bulunduğu bir tablodan ya direk olarak seçilir ya da tablo değerleri kullanılarak hesaplanabilirler. Bunu açıklamak için; (T_0, p_0) şartlarındaki bir saf “i” maddesi ele alınırsa, Eşitlik (2.25) aşağıdaki eşitliğe dönüşür;

$$e_{kim, i} = \mu_{i0} - \mu_i^c = \bar{g}_i(T_0, p_0) - \mu_i^c \text{ ‘den} \quad (2.35)$$

$$\mu_i^c = \bar{g}_i(T_0, p_0) - e_{kim, i}$$

O₂, CO₂ ve H₂O_(b) (b,buhar) için Eşitlik (2.35) uygulanıp, sonuçlar Eşitlik (2.33)'da sonuç ifadeleri ilave edilerek; O₂, CO₂ ve H₂O_(b) (su buharı)'un molar Gibbs fonksiyonu ve standart kimyasal ekserji yardımıyla C_aH_b 'nin standart kimyasal ekserjisi için aşağıdaki ifade elde edilir;

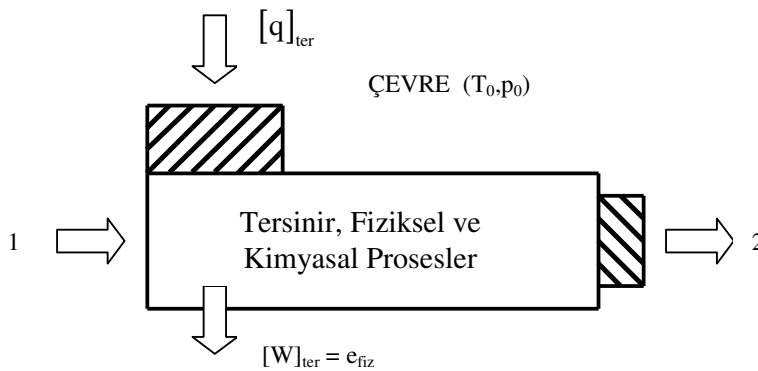
$$e_{\text{kim}} = \left[\bar{g}_y + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{g}_{\text{O}_2} - a \bar{g}_{\text{CO}_2} - \left(\frac{b}{2} \right) \bar{g}_{\text{H}_2\text{O}(b)} \right]_{(T_0, p_0)} \quad (2.36)$$

$$+ a e_{\text{kim,CO}_2} + \left(\frac{b}{2} \right) e_{\text{kim,H}_2\text{O}} - \left(a + \frac{b}{4} \right) e_{\text{kim,O}_2}$$

Çevrenin alternatif belirtilerine göre rölatif olarak hesaplanan kimyasal ekserjiler genel olarak iyi şekilde uyumaktadır.

2.2.6 Fiziksel Ekserji

Fiziksel ekserji ifadesi, içinde akışkanın tersinir birkaç proses geçireceği ideal bir aygıtı gösteren bir modül, Şekil 2.2 vasıtasıyla bu bölümde verilen tanım kullanılarak türetilir. Akışın kinetik ve potansiyel enerjilerinin ihmal edilmesi kabulü ile, modül girişinde ele alınan akışkan durumu p₁ ve T₁ ile tanımlıdır ve çıkış durumu çevresel duruma karşılık gelir. Yani, akışın basınç ve sıcaklığı p₀ ve T₀'dır. Modül içinde proseslere bağlı tek etkileşim, çevre ile tersinir ısı transferidir. Bu ısı transferi, birim kütle başına aşağıdaki şekilde yazılabilir.



Şekil 2.2 Kararlı akış halindeki bir maddenin fiziksel ekserji tayininde kullanılan tersinir modül.

$$q_{\text{ter}} \Big|_1^0 = T_0 (s_0 - s_1) \quad (2.37)$$

Modül için kararlı akışın birim kütlesi başına enerji eşitliği de aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$q_{\text{ter}} + h_1 = w_{\text{ter}} + h_0 \Rightarrow \quad (2.38)$$

$$(h_0 - h_1) = q_{\text{ter}} - w_{\text{ter}}$$

Yukarıdaki tanım takip edilerek, modül tarafından dağıtılan iş akışın özgül fiziksel ekserjisine eşittir. Bundan dolayı Eşitlik (2.37) ve Eşitlik (2.38) birleştirildiğinde aşağıdaki ifade elde edilir.

$$(h - h_0) = T_0 (s_0 - s_1) - w_{\text{ter}} \quad (2.39)$$

$$w_{\text{ter}} = T_0 \cdot s_0 - h_0 - T_0 \cdot s_1 + h_1 = e_{\text{fiz1}}$$

$$e_{\text{fiz1}} = (h_1 - T_0 \cdot s_1) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad (2.40)$$

$h_1 - T_0 \cdot s_1$ terimi, akışkanın 1 durumundaki özgül fiziksel fonksiyonu olarak tanımlanır.

2.2.7 Ekserjik Verim

Enerji ve ekserji değerleri, bir referans değere göre hesaplanmaktadır. Verimin doğru şekilde tespit edilebilmesi için, değerler gerçek bir referans değer olan çevreye göre hesaplanmalıdır. Ekserji analizinde kullanılan referans çevre modeli Gaggioli ve Petit tarafından şu şekilde sunulmuştur: Normal koşullarda bu referans çevresinin sıcaklık ve basınç değerleri sırasıyla 25°C ve 1 atm. olarak alınırken, kimyasal kompozisyonu da su buharı içeren doymuş hava ve 25°C sıcaklık, 1 atm. basınçta yoğunlaşmış fazları içeren su (H_2O), alçı taşı ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$) ve kireç taşı (CaCO_3) bileşenlerinden meydana gelir demişlerdir. Enerji büyüklükleri; referans çevresinin yapılarından bir maddenin oluşumu esnasında meydana gelen entalpi değişimine eşit temel entalpi (base enthalpy) değerleri kullanılarak tespit edilmektedir. Kullanılan referans çevresi için; bu çevrenin entalpisi, ekserjisine eşit olurken, nümerik olarak da sıfır değerine sahiptir (Gündüz, 1991).

Bir ısı makinesi için, geleneksel performans kriterinin başlıca iki tipi vardır:

- Enerji dönüşüm oranları, örneğin ısı makinelerinin tümünün performans tayininde kullanılan performans katsayıları ve tam termal verimlilik,
- Genellikle bileşenler uygulanan gerçek çıkış ve ideal çıkışları içeren oranlardır.

Ekserji analizindeki son gelişmeler, geleneksel performans kriterlerine nazaran daha fazla avantaj sağlayan yeni bir performans kriterinin tanımını gerekli kılmıştır.

Çeşitli termal sistemler için performans kriter formülasyonunun ekserji kavramına dayalı genel tekniği, kararlı ya da yarı - kararlı koşullar altında proses geçiren bir sistem için, genel olarak ekserji transferleri prostesten beklenilen çıkış ve gerekli girişi temsil edenler olmak üzere gruplanır. Giriş ve çıkış ekserjisinden; ısı transferine bağlı iş, ekserji, kontrol bölgesinin içine ya da dışına olan madde akışına bağlı ekserji transferi ya da kontrol bölgesinden geçen madde akışının ekserjisi gibi farklı formlar alabilir.

Analizde, beklenilen ya da proses amacının yapısını kuran ekserji transferleri ile prosesi devam ettirmek için gerekli kılınan ekserji transferleri arasında ayrımın yapılması önemlidir. Ekserji akışlarını bu iki kategoriye göre n tane giriş-çıkışa sahip bir sistem için ekserji balansı, aynı zamanda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\sum \Delta \dot{E}_i = \sum \Delta \dot{E}_j + \sum_n \dot{I} \quad (2.41)$$

$\sum \Delta \dot{E}_i$: Girişteki toplam ekserji transferi, (kW)

$\sum \Delta \dot{E}_j$: Çıkıştaki toplam ekserji transferi, (kW)

$\sum_n \dot{I}$: Sistem bileşenlerinin tersinmezlik toplamaları

Termodinamiğin ikinci kanunundan;

$$\dot{I} \geq 0 \quad (2.42)$$

O zaman;

$$\sum \Delta \dot{E}_i - \sum \Delta \dot{E}_j = \sum_n \dot{I} \Rightarrow$$

$$\sum \Delta \dot{E}_i - \sum \Delta \dot{E}_j \geq 1$$

Ekserji çıkışının, ekserji girişine oranı 1 'den küçüktür ve bu prosesin tersinmezlik derecesine bağlıdır. Bu oranın ölçüsü, prosesin termodinamik tamlığının kriter derecesi olarak kullanılır ve buna "ekserjik verim" ya da "rasyonel verim" denir, ψ sembolü ile gösterilir. 2.41 eşitliğinden rasyonel verim için iki eşdeğer ifade elde edilebilir:

$$\frac{\sum \Delta \dot{E}_j}{\sum \Delta \dot{E}_i} \leq 1 \quad (2.43)$$

$$\psi = \frac{\sum \Delta \dot{E}_j}{\sum \Delta \dot{E}_i} \quad (2.44)$$

Eşitlik (2.44)'ün diğer bir formu da aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\psi = \frac{\dot{I}}{\sum \Delta \dot{E}_i} \quad (2.45)$$

2.2.8 Verim Hatası (Efficiency Defect):

Kontrol bölgesi, n tane alt bölgeden oluşan çok bileşenli bir sistem ise, bu sistem için rasyonel verimliliğin ikinci formu (2.45) daha avantajlıdır. Buna göre:

$$1 - \psi = \frac{\dot{I}}{\sum \Delta \dot{E}_i} \quad (2.46)$$

Buradaki $1 - \psi$ farkı, tersinmezlikten dolayı oluşan kaybın net ekserji girişine oranıdır ve buna "verim hatası" denilmektedir. Bu fark δ ile gösterilirken, standartlaştırılmış alt

bölgelerin tersinmezlik toplamlarının tüm sistem için gerekli ekserji akış hızına bölünmesi ile elde edilir.

i bileşenin verim hatası ya da i alt-bölge içindeki tersinmezlik hızının girişe oranını temsil eden kesir, δ_i ile gösterilir.

$$\delta_i = \frac{\dot{I}}{\sum \Delta \dot{E}_i} \quad (2.47)$$

İlave olarak, (2.46) eşitliği aynı zamanda aşağıdaki şekilde de yazılabilir:

$$1 = \psi + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_n \quad (2.48)$$

δ_n , tesisin “n” bileşeninin verim hatasıdır.

Ekserji terimleri yardımıyla ifade edilebilen faydalı çıkışlı herhangi bir tesise uygulanan rasyonel verimlilik aşağıdaki avantajlara sahiptir:

- Rasyonel verimlilik, tesisin termodinamik tamlık derecesinin bir ölçüsüdür. Yani, tesisin tersinir işleme ne kadar yaklaştığını gösterir.
- Rasyonel verimlilik, tesis bileşenleri kadar, açık ve kapalı tipli bir termal tesis aralığına uygulanabilen evrensel bir kriterdir.
- Rasyonel verimlilik, bileşik ısı ve güç tesislerinde olduğu gibi çift amaçlı olan tesis performansının rasyonel değerini verir.
- Çok bileşenli bir tesis içinde, $1 - \psi$ rasyonel verim eksikliği, rölatif komponent tersinmezliklerinin lineer bir fonksiyonu şeklinde ifade edilebilmektedir.
- Bundan dolayı da tesis verimsizliği için her bileşen yapısının belirtisini vermektedir.

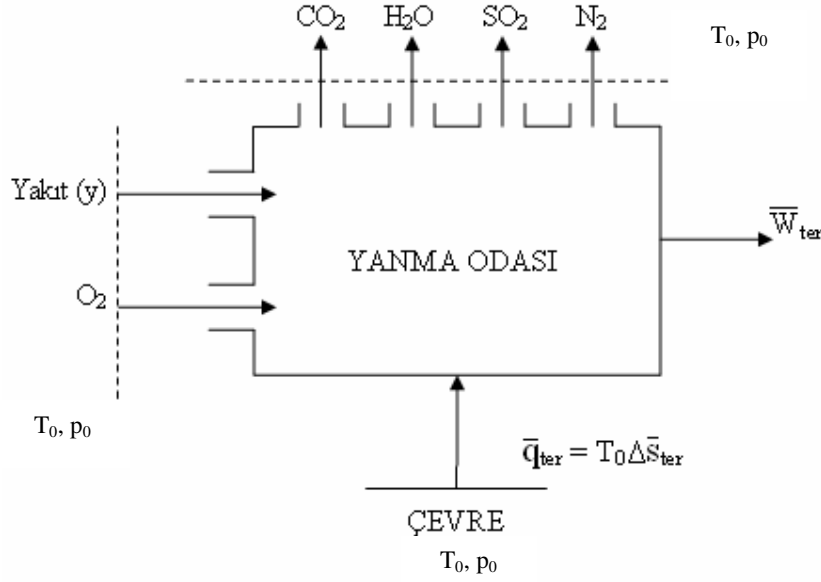
2.3 YAKITLAR VE YANMA

Yakıldığı zaman enerji veren maddelere yakıt denir. En genel yakıtlar temel olarak hidrojen ve karbon içerir. Bunlara hidrokarbon yakıtlar denir ve C_nH_m genel formülü ile gösterilir. Hidrokarbon yakıtlar, kömür, gazolin ve doğal gaz gibi tüm fazları içerir.

Yanma, bir yakıtın oksitlenmesini ve büyük miktarda enerjinin açığa çıkmasını sağlayan bir kimyasal reaksiyon türüdür. Yanma proseslerinde en sık kullanılan oksitleyici, serbest ve kolaylıkla kullanılabilirdiğinden havadır. Saf oksijen ise, sadece havanın kullanılamadığı kesme ve kaynak gibi özel uygulamalar için kullanılmaktadır. Normal olarak bir yanma odasına giren hava, bir miktar su buharı ya da nem içermektedir. Yanma proseslerinin birçoğu için hava içindeki nem inert bir gaz olarak davranır. Çok yüksek proses sıcaklıklarında ise bir miktar su buharı, H_2 ve O_2 'e ayrılır.

Yanma prosesi sırasında, reaksiyon öncesinde varolan bileşenlere reaktantlar, reaksiyon sonrasında oluşan bileşenlere de ürünler denilmektedir. Yanma olayını başlatmak için yakıtın tutuşma sıcaklığının üzerine çıkılmalı ve yakıt-hava oranları uygun bir aralık içinde olmalıdır (Çengel ve Boles, 1994).

Şekil 2.3'de gösterildiği gibi, farazi olarak tersinir, izotermal ve izobarik şekilde kararlı-durum prosesi uygulanan bir fosil yakıtın ekserjisini tanımlamak uygun olacaktır. Yakıt, oksitleyici ve reaksiyon ürünleri (CO_2 , H_2O , SO_2 ve N_2) standart sıcaklık ve basınç şartlarında olmayabilen gerçek termodinamik çevre ile termal ve mekanik olarak denge halinde olması gerekir. Reaksiyon ürünlerinin karışmadan (saf halde) reaksiyon odasını terk ettikleri kabul edilir. Tersinir reaksiyon prosesi için enerji, entropi ve ekserji dengeleri yakıtın molar kimyasal ekserjisini ortaya çıkarırlar.



Şekil 2.3 Yakıtların kimyasal ekserjisinin hesaplanmasında kullanılan $T=T_0$ ve $p=p_0$ şartlarındaki bir fosil yakıtın tersinir, izotermal ve izobarik olarak O_2 ile reaksiyonu.

2.4 REFERANS MADDELERİ

Bir madde akışının kimyasal potansiyeli ile çevre potansiyeli arasındaki farktan o madde akışının iş potansiyelini saptamak için, akışı oluşturan kimyasal elementlerin kimyasal özellikleri; çevre içinde uygun olarak seçilmiş bazı maddelerin özelliklerini temsil etmelidir. Bu referans maddeleri çevrenin geri kalanı ile denge halinde olmalıdır.

2.5 EKSERJİ KAVRAMININ ÖNEMLİ BOYUTLARI

1. Ekserji, sistem ve çevrenin bir arada oluşturduğu kombine sistemden elde edilebilen maksimum teorik iştir. Buradaki sistem, verilen bir durumdan çevre ile denge durumu olan ölü duruma geçer. Ölü durumda kombine sistem enerjiye sahiptir ancak ekserjiye sahip değildir.
2. Sistemin tüm durumları için ekserji, sifıra eşit ya da sıfırdan büyüktür.
3. Değeri sistem durumu ile belirli olduğundan ekserji, ekstensif özelliktir ve burada bahsi geçen çevre daha önceden belirlenmiş olmalıdır. Ekserji, birim kütle ya da birim mol başına göre yazıldığında intensif özellik olarak temsil edilebilir.

4. Ekserji, sistem durumunun çevresel durumdan uzaklaşma ölçüsüdür. Verilen bir durumdaki T sıcaklığı ile çevrenin T_0 sıcaklığı arasındaki fark büyüdükçe ekserji değeri de buna bağlı olarak büyür.
5. Çevreye göre rölatif olarak belirlendiğinden, sistemin kinetik ve potansiyel enerji büyüklüklerinin tamamı ekserji büyüklüğüne katılır.
6. Ekserji, kimyasal ve termomekaniksel ekserjilerin toplamı şeklinde ifade edilir. Termomekaniksel ekserji, fiziksel, kinetik ve potansiyel ekserji şeklinde sınıflandırılır.
7. Ekserji, sistemler arasında transfer edilebilir ve sistemler içindeki tersinmezlikler yüzünden tahrip edilebilir. Bununla beraber ekserji, bir ekserji dengesi ile açıklanabilir.

BÖLÜM 3

MATERYAL VE METOT

3.1 DENEYDE KULLANILAN CİHAZLAR

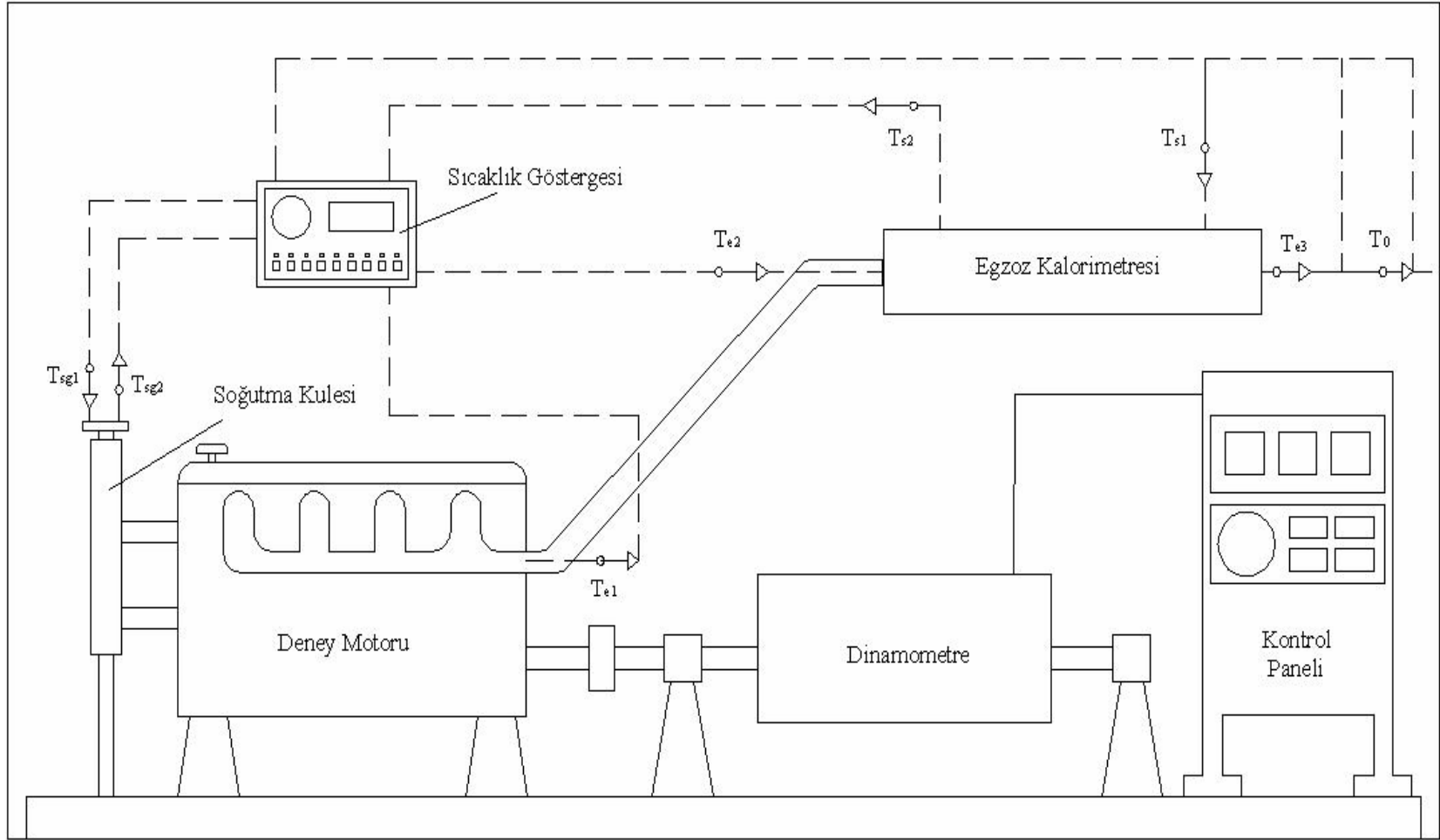
3.1.1 Deney Motoru

Deneyde kullanılan ölçü aletlerinin uygunluğu, kalibrasyonu ve işletme şartları deney sonuçları üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Deneyde kullanılan motorun özellikleri Çizelge 3.1’de verilmektedir. Deneyler Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Anabilim Dalı İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.1’de motor test ünitesi şematik olarak gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 Deney motorunun teknik özellikleri.

Motor Tipi	Steyr, 4-zamanlı, su soğutmalı, direkt enjeksiyonlu
Silindir sayısı	4
Silindir çapı	100 mm
Silindir kursu	100 mm
Sıkıştırma oranı	16,1:1
Maksimum güç	46 kW (2400 1/min)
Maksimum moment	216 Nm (1400 1/min)
Püskürtme sırası	1-3-4-2

Deney motorunun performansının belirlenmesi için çeşitli ölçüm cihazları kullanılmıştır. Test ünitesi, hidrolik fren dinamometresi, motor suyunun soğutulması için soğutma kulesi, yakıt tüketimi ölçüm düzeneği, sıcaklık ve basınç ölçüm düzenekleri ve kumanda paneli gibi ana düzenekleri içermektedir.



Şekil 3.1 Deney düzeneğinin şematik görünüşü.

Deneyler sırasında motor, hidrolik bir dinamometre ile yüklenmiştir. Şekil 3.2’de deney motoru görülmektedir. Şekil 3.3’de ise test ünitesi kontrol paneli görülmektedir. Ayrıca emme havası ve soğutma suyu ölçüm düzenekleri sisteme eklenmiştir.



Şekil 3.2 Deney düzeneğinin görünüşü.



Şekil 3.3 Test ünitesi kontrol paneli.

3.1.2 Hava metre

Deneyler esnasında, Şekil 3.4’de genel görünüşü sunulan, üzerinde 0-75 mm H₂O aralığında ölçüm yapan bir manometre bulunan, GO-Power M5000 tipinde bir hava metre kullanılmıştır. Deneylerde hava metre girişine 2,75 inç çaplı bir nozul takılmıştır.



Şekil 3.4 Hava metre ve eğik manometrenin genel görünüşü.

3.1.3 Dijital Terazi

Deneylerde kullanılan yakıt miktarını ölçebilmek için Şekil 3.5’de gösterilen Ohaus GT 8000 marka elektrikle çalışan, 8 kg kapasiteli 0,1 g hassasiyetli dijital terazi kullanılmıştır.

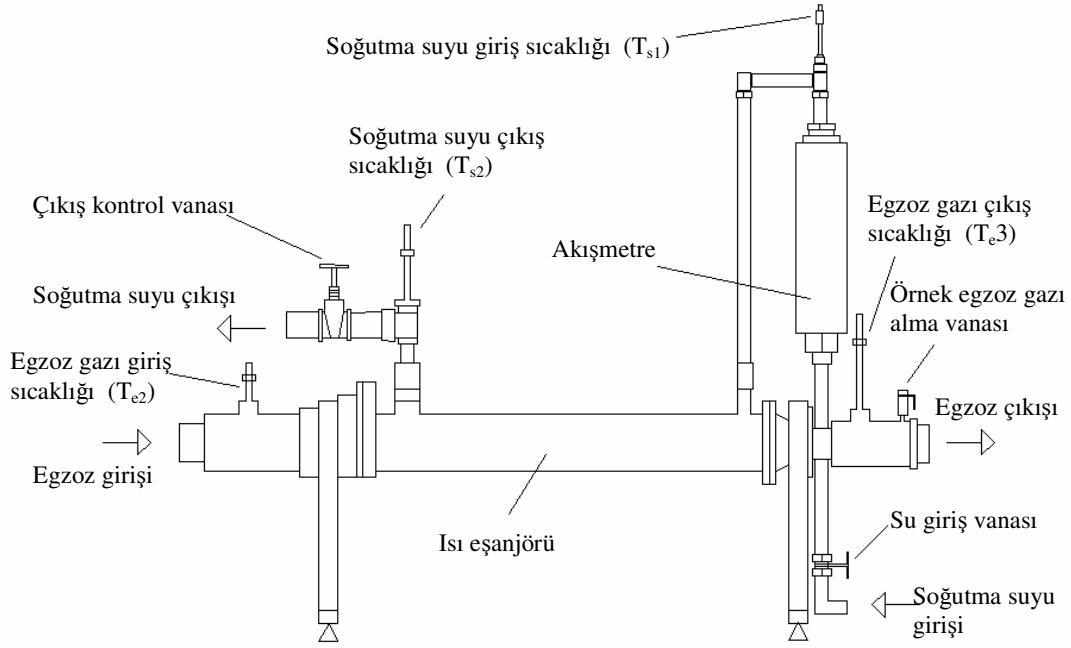


Şekil 3.5 Dijital terazi.

3.1.4 Egzoz Kalorimetresi

Egzoz gazına geçen ısı kaybını ölçebilmek amacıyla Cussons firması tarafından üretilen ve Şekil 3.6’da gösterilen egzoz kalorimetresi kullanılmıştır. Kalorimetre susturucular ile egzoz manifoldu arasına bağlanmıştır. Soğutma suyu debisinin tespiti için basınç farkını ölçen akışmetre kullanılmıştır. Üzerinde bulunan bir akışmetre ile kalorimetreden geçen

suyun debisini 80-980 L/h aralığında, 20 L/h hassasiyetinde ölçülebilmektedir. Sıcaklıklar 12 kanallı Elimko 6000 marka termokupl ile 1°C hassasiyetinde ölçülmüştür.



Şekil 3.6 Egzoz kalorimetresi.

3.1.5 Kronometre

Şekil 3.7’de yakıt tüketiminin tespitinde Robic Sports SC-700 marka, dijital ve 0,01 saniye hassasiyete sahip bir kronometre kullanılmıştır.



Şekil 3.7 Kronometre.

3.1.6 Motor Soğutma Suyu Akışmetresi

Motor soğutma suyunun belirlenmesinde Şekil 3.8’de görülen Cussons P8168 marka akışmetre kullanılmıştır. Basınç farkı, akışmetredeki orifis plakaya bağlı manometreden 1 mm Civa sütunu hassasiyetinde ölçülebilmektedir.



Şekil 3.8 Motor soğutma suyu akışmetresi.

3.2 DENEY YÖNTEMİ

Taşıt motorları üzerinde uygulanan deneysel çalışmalar, motorlu taşıtların bir bütün olarak gerçek hizmet şartlarındaki yeterliliklerinin tespit edildiği dinamik deney şartlarında gerçekleştirilir. Bu nedenle değişik çevre sıcaklıkları, değişik özelliklerdeki yakıt kullanımı, farklı eğimli yol şartları ve yükseklik değişimleri bu deneyler sayesinde taşıtlara uygulanabilir. Sonuç olarak, motor performanslarının belirlenmesinde deneysel çalışmalar büyük öneme sahiptir.

Deneyler, motor çalışma sıcaklığına geldikten sonra dinamometre ile yüklenerek 1200-2400 1/min aralığında 7 farklı motor hızı için gerçekleştirilmiştir. Yakıt olarak biyodizel ve dizel yakıt No. 2 kullanılmıştır. Biyodizel ile deneylere başlamadan önce, yakıt filtresi değiştirilmiş ve yakıt geri dönüşü bir süre için başka bir kaba alınmıştır. İstenilen hızdaki, motor yükü, egzoz sıcaklıkları, yakıt debisi, hava debisi, soğutma suyu debisi, dış hava

sıcaklığı, egzoz sıcaklığı, egzoz gazının kalorimetreye giriş sıcaklığı, egzoz gazının kalorimetreden çıkış sıcaklığı, soğutma suyu giriş sıcaklığı, soğutma suyu çıkış sıcaklığı ve motor dış yüzey sıcaklığı cihazlar üzerinden okunmuştur.

Motor hızına bağlı olarak ölçülen güç, moment ve yakıt tüketim değerine motor karakteristikleri denir ve değişik yük ve hızlarda bu değerlerde meydana gelen değişimler eğrilerle gösterilir. Bu değişimleri gösteren eğriye karakteristik eğri adı verilir. Bu eğriler motorun gerçek çalışma şartlarındaki performansı hakkında önemli bilgiler verir. Motor performansı tespiti amacıyla yapılan deneysel çalışmalarda doğrudan bulunamayan değerler, performans karakteristiklerini veren denklemlerle hesaplanır. Motor deneylerinde ölçülen büyüklükler genellikle döndürme momenti, motor hızı, yakıt tüketimi, emme havası debisi, soğutma suyu debisi, ortam sıcaklığı, basıncı ve nemi, egzoz gazı sıcaklığı, soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır (Heywood, 1988; Ganesan, 1994; Borat, Sürmen ve Balcı, 1994). Bu büyüklükler vasıtasıyla hesaplanan en önemli performans karakteristikleri ise efektif güç, döndürme momenti, ortalama efektif basınç ve özgül yakıt tüketimidir.

3.2.1 Motor Momenti ve Efektif Güç

Güç ve döndürme momentinin ölçülmesinde mekanik, hidrolik ve elektrikli dinamometre gibi değişik ölçüm yöntemleri olmasına rağmen bu çalışmada hidrolik dinamometre kullanılmıştır. TS-1231 içten yanmalı motorlar deney esasları standardına göre; motor bir test ünitesine bağlanmakta ve motor mili dinamometre flanşı ile birlikte dönmektedir. Motor test ünitesinden motor momenti okunabilmektedir. Güç hesaplamaları Eşitlik 3.1 kullanılarak yapılmıştır.

$$P_e = \frac{M_e \cdot n}{9549} \quad (3.1)$$

Burada;

P_e : Motor gücü, kW

M_e : Motor momenti, Nm

N : Motor hızı, 1/min

3.2.2 Ortalama Efektif Basınç

Ortalama efektif basınç, motorun gerçek çevrimdekine eşdeğer bir P_e gücünü vermesi için bir strok boyunca pistona etkimesi gereken sabit basınç olarak ifade edilir (Borat, Sürmen ve Balcı, 1994). Ortalama efektif basınç Eşitlik 3.2 kullanarak hesaplanmıştır.

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_H} = \frac{P_e}{V_H \cdot n \cdot i} \quad (3.2)$$

p_{me} : Ortalama efektif basınç, Pa

W_e : Çevrim işi, Nm/çevrim

V_H : Toplam strok hacmi, m^3

i : Bir devirdeki çevrim sayısı, çev./dev (4 strokluda 1/2, 2 strokluda 1)

3.2.3 Özgül Yakıt Tüketimi

Birim zamanda birim güç başına harcanan yakıt miktarına özgül yakıt tüketimi denir. Laboratuvar şartlarında bir motorun yakıt tüketimini kütleli olarak ölçmek mümkündür.

Belli çalışma şartlarında motorun Δt (s) zaman aralığında tükettiği yakıtın hacmi ΔV (cm^3)'dir. Yakıtın yoğunluğu ρ_y (g/cm^3), yakıtın kütleli debisi $\dot{m}_y$ (kg/h), özgül yakıt tüketimi sfc (g/kWh)'dir. Özgül yakıt tüketimi Eşitlik 3.3'den oluşturulan, Eşitlik 3.4 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$sfc = \frac{3600 \cdot \Delta V \cdot \rho_y}{P_e \cdot \Delta t} \quad (3.3)$$

$$sfc = \frac{3600 \cdot \dot{m}_y}{P_e} \quad (g/kW \cdot h) \quad (3.4)$$

Dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için, bulunan deneysel sonuçlara göre efektif gücün hesaplanması (3.1) eşitliğinde ve efektif özgül yakıt tüketimi ise (3.3) eşitlikte verilmiştir.

(3.1) ve (3.3) eşitlikleri ile tanımlanan efektif güç ve efektif özgül yakıt tüketiminin hıza göre değişimi Şekil 4.1, 4.2’de verilmiştir.

3.3 ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİNİN UYGULANMASI

Deney motoru; 1200 (1/min), 1400 (1/min), 1600 (1/min), 1800 (1/min), 2000 (1/min), 2200 (1/min), 2400 (1/min)’de dizel No. 2 ve biyodizel yakıtıyla çalıştırılmış ve bu hızların deney sonuçları ölçüm cihazları üzerinden alınmıştır. Deney motorunun 1400 (1/min)’e ait enerji hesapları aşağıdaki gibi yapılmıştır.

3.3.1 Enerji Hesapları

3.3.1.1 Yakıt Enerjisi

Dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için alınan değerler 1400 (1/min)’e ait yakıt debileri $\dot{m}_y$ kullanıldığında yakıt enerjisi aşağıdaki gibi hesaplanır. Eşitlik 3.6 ’da H_u yakıtın alt ısı değeri göstermektedir. Dizel No. 2 yakıtının alt ısı değeri 43350 kJ/kg ve biyodizel yakıtının alt ısı değeri 39760 kJ/kg olarak kullanılmıştır (Yücesu, 2001). Diğer motor hızları için de yakıt enerjileri aynı yöntemle hesaplanmış ve Şekil 4.3’de sunulmuştur.

$$\dot{Q}_{y_d} = \dot{m}_{y_d} \cdot H_u \quad (3.6)$$

Dizel No. 2 Yakıtı İçin Yakıt Enerji

$$\dot{Q}_{y_d} = 1,966 \cdot 10^{-3} \cdot 43350$$

$$\dot{Q}_{y_d} = 85,226 \text{ kW}$$

Biyodizel yakıtı için de aynı işlemler yapılmış ve 1400 1/min için yakıt enerjisi 84,808 kW çıkmıştır.

3.3.1.2 Egzoz Isısı

Egzoz ısısı, motor çıkışından çevreye kadar olan ısı kayıpları dikkate alındığında Eşitlik 3.7'deki bağıntı ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_e = \underbrace{\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{e1} - T_{e2})}_a + \underbrace{\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{e2} - T_{e3})}_b + \underbrace{\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{e3} - T_{e0})}_c \quad (3.7)$$

a : Egzoz manifoldu – kalorimetre arasındaki ısı kaybı

b : Kalorimetreden egzoz gazı soğutma suyuna geçen ısı

c : Kalorimetrenin çıkışındaki gazın, çevreye atılan ısısı

Kalorimetredeki ısı kayıplar ihmal edilerek enerji dengesi yazıldığında;

$$\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{e2} - T_{e3}) = \dot{m}_{sk} \cdot c_{psu} \cdot (T_{s2} - T_{s1}) \quad (3.7a)$$

$$\dot{m}_g \cdot c_{pg} = \dot{m}_{sk} \cdot c_{psu} \cdot \left[\frac{(T_{s2} - T_{s1})}{(T_{e2} - T_{e3})} \right] \quad (3.7b)$$

Eşitlik 3.7b, Eşitlik 3.7 yerine konulursa aşağıdaki bağıntı elde edilir;

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{m}_{sk} \cdot c_{psu} \cdot (T_{s2} - T_{s1})}{(T_{e2} - T_{e3})} \cdot (T_{e1} - T_0) \quad (3.7c)$$

Burada;

$\dot{m}_{sk}$: Kalorimetre soğutma suyu debisi, kg/s,

c_{psu} : Kalorimetre soğutma suyu özgül ısısı, kJ/kgK,

T_{s1} : Kalorimetre soğutma suyu giriş sıcaklığı, °C,

T_{s2} : Kalorimetre soğutma suyu çıkış sıcaklığı, °C,

T_{e1} : Egzoz manifoldu çıkışındaki egzoz gazının sıcaklığı, °C,

T_{e2} : Egzoz gazının kalorimetreye giriş sıcaklığı, °C,

T_{e3} : Egzoz gazının kalorimetreden çıkış sıcaklığı, °C,

T_0 : Dış hava sıcaklığı, °C'dır.

Dizel No. 2 yakıtı için;

1400 (1/min)'e ait değerler alınarak egzoz ısısı, Eşitlik 3.7c kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_{e_d} = \frac{0,01075 \cdot 4,18 \cdot (39 - 8)}{(297 - 49)} \cdot (589 - 8)$$

$$\dot{Q}_{e_d} = 16,86 \text{ kW}$$

Biyodizel yakıtı için de aynı işlemler yapılmış ve 1400 1/min için egzoz enerjisi 22,90 kW çıkmıştır.

Dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için; diğer motor hızlarında da aynı hesaplama yöntemi uygulanmış ve Şekil 4.4'de sonuçlar sunulmuştur.

3.3.1.3 Soğutma Suyu Isısı

Soğutma suyu ısısı Eşitlik 3.8 kullanılarak belirlenmiştir. Motor soğutma suyu debileri ise $\dot{m}_s = 0,04667 \cdot \sqrt{h}$ eşitliğinden yararlanarak bulunur.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_s \cdot c_{psu} \cdot (T_{sg2} - T_{sg1}) \quad (3.8)$$

Dizel No. 2 yakıtı için;

1400 (1/min) için alınan değerlerle Eşitlik 3.8 kullanılarak çözümlenmesi aşağıdaki gibidir.

$$\dot{Q}_{s_d} = 0,2987 \cdot 4,18 \cdot (90 - 73)$$

$$\dot{Q}_{s_d} = 21,23 \text{ kW}$$

Biyodizel yakıtı için de aynı işlemler yapılmış ve 1400 1/min için soğutma suyu enerjisi 24,28 kW çıkmıştır. Dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için; diğer motor hızlarında da aynı hesaplama yöntemi uygulanmış ve Şekil 4.5’de sonuçlar sunulmuştur.

3.3.1.4 Radyasyon Isısı

Radyasyon ısısı aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_y - (\dot{P}_e + \dot{Q}_e + \dot{Q}_s) \quad (3.9)$$

Dizel No. 2 yakıtı için;

1400 (1/min) için alınan değerlerle Eşitlik 3.9 kullanılarak çözümlenmesi aşağıdaki gibidir.

$$\dot{Q}_{r_d} = 85,226 - (27,27 + 16,86 + 21,23)$$

$$\dot{Q}_{r_d} = 19,86 \text{ kW}$$

Biyodizel yakıtı için de aynı işlemler yapılmış ve 1400 1/min için radyasyon enerjisi 11,54 kW çıkmıştır. Dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için; diğer motor hızlarında da aynı hesaplama yöntemi uygulanmış ve Şekil 4.6’da sonuçlar sunulmuştur.

3.3.1.5 Enerji Yüzdeleri

Dizel No. 2 yakıtı için;

Krank mili gücünün (efektif güç) yakıt enerjisi içindeki yüzde değeri;

$$\frac{\dot{P}_e}{\dot{Q}_y} = \frac{27,27}{85,226} \cdot 100 = \% 31,997$$

Egzoz ısısının yakıt enerjisi içindeki yüzde değeri;

$$\frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_y} = \frac{16,86}{85,226} \cdot 100 = \% 19,78$$

Soğutma suyu ısısının yakıt enerjisi içindeki değeri;

$$\frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_y} = \frac{21,23}{85,226} \cdot 100 = \% 24,91$$

Radyasyon ısısının yakıt enerjisi içindeki yüzde değeri;

$$\frac{\dot{Q}_r}{\dot{Q}_y} = \frac{19,86}{85,226} \cdot 100 = \% 23,3$$

Yukarıdaki gibi, biyodizel yakıtı ve diğer motor hızları için de enerjilerin yakıt enerjisi içindeki yüzdelik değerleri bulunmuş ve bulunan bu yüzde değerleri dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.7’de biyodizel yakıtı için Şekil 4.8’de sunulmuştur.

3.3.1.6 Kayıp Enerji Yüzdeleri

Toplam kayıp enerjiler (egzoz ısısı + kalorimetre soğutma suyu ısısı + motor soğutma suyu ısısı + radyasyon ısısı) içerisindeki kayıp enerjilerin % değişimi dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.9 ve biyodizel yakıtı için Şekil 4.10’da verilmiştir. Her iki yakıt için de örnek olarak 1400 1/min’deki hesaplamalar aşağıda gösterilmiştir.

Dizel No. 2 yakıtı için:

Dizel No. 2 yakıtı için 1400 1/min’deki toplam kayıp enerji aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$\dot{Q}_{ke} = \dot{Q}_e + \dot{Q}_s + \dot{Q}_r$$

$$\dot{Q}_{ke_d} = 16,86 + 21,23 + 19,86$$

$$\dot{Q}_{ke_d} = 57,95 \text{ kW}$$

Egzoz ısısının kayıp enerji içindeki yüzde değeri;

$$\frac{\dot{Q}_{e_d}}{\dot{Q}_{ke_d}} = \frac{16,86}{57,95} \cdot 100 = \% 29,09$$

Soğutma suyu ısısının kayıp enerji içindeki değeri;

$$\frac{\dot{Q}_{s_d}}{\dot{Q}_{ke_d}} = \frac{21,23}{57,95} \cdot 100 = \% 36,63$$

Radyasyon ısısının kayıp enerji içindeki yüzde değeri;

$$\frac{\dot{Q}_{r_d}}{\dot{Q}_{ke_d}} = \frac{19,86}{57,95} \cdot 100 = \% 34,27$$

Biyodizel yakıtı için de aynı işlemler yapılmış ve Şekil 4.10'da sunulmuştur.

Yukarıdaki gibi, diğer motor hızları için de enerjilerin kayıp enerji içindeki yüzdelik değerleri bulunmuş ve bulunan bu yüzde değerleri dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.9'da biyodizel yakıtı için Şekil 4.10'da sunulmuştur.

3.3.2 Ekserji Hesapları

Deney motoruna enerji analizi uygulandıktan sonra, daha net sonuçlara ulaşmak amacıyla deney motoruna ekserji analizi de uygulanmıştır. Bu konuda yapılan çalışmalarda, bir motor için, kayıpların ve motor verimliliğinin tespiti ve analizinde sadece enerji analizinin yeterli olmadığını, tam olarak termodinamik analiz sonucu elde edilebilmesi için enerji analizinin yanında ekserji analizinin de yapılması gerektiği ifade edilmektedir.

3.3.2.1 Yakıt Ekserjisi (Kimyasal Ekserjisi), $\dot{E}_y$

Ekserji analizine, deney motorunda kullanılan yakıtın kimyasal ekserjisinin bulunmasıyla başlanmıştır. Yakıt ekserjisi aşağıdaki yöntemle hesaplanmıştır (Kotas, 1985).

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \cdot \frac{h}{c} + 0,0432 \cdot \frac{o}{c} + 0,2169 \cdot \frac{s}{c} \left(1 - 2,0628 \cdot \frac{h}{c} \right) \quad (3.10)$$

$$e_{kim} = H_u \cdot \varphi \quad (3.11)$$

Deneylerde iki çeşit yakıt kullanılmıştır. Önce dizel No. 2 yakıtı için ($C_{16}H_{34}$) ve sonra biyodizel yakıtı için ($C_{53}H_{101}O_6$) kapalı formülleri kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

Çizelge 3.2 Dizel No. 2 ve biyodizelin elementsel analizi (Çanakçı, M. 2005).

Elementler	Dizel No. 2	Biyodizel
$\frac{h}{c}$	0,14657	0,15317
$\frac{o}{c}$	-	0,14228
$\frac{s}{c}$	0,00047	0,000064

Dizel No. 2 yakıtı için;

Çizelge 3.2’de elementsel analizler, Eşitlik (3.10) ve (3.11)’de yerlerine konularak yakıt ekserjisi bulunmuştur.

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \cdot 0,14657 + 0,0432 \cdot 0 + 0,2169 \cdot 0,00047 \cdot (1 - 2,0628 \cdot 0,14657)$$

$$\varphi = 1,06556$$

$$e_{kim} = 43350 \cdot 1,06556$$

$$e_{kim} = 46192,026 \text{ kJ}$$

e_{kim} ifadesi yakıtın kütleli debisi ile çarpılırsa yakıtın kimyasal ekserjisi elde edilir. Örnek olarak 1400 (1/min)'deki yakıt ekserjisi hesaplaması yapılmıştır. Eşitlik 3.12 kullanılarak yakıt ekserjisi ($\dot{E}_y$) ve diğer motor hızlarındaki yakıt ekserjileri hesaplanarak Şekil 4.11'de verilmiştir.

$$\dot{E}_y = e_{kim} \cdot \dot{m}_y \quad (3.12)$$

$$\dot{E}_y = 46192,026 \cdot 1,966 \cdot 10^{-3}$$

$$\dot{E}_y = 90,813 \text{ kW}$$

Biyodizel yakıtı için;

Çizelge 3.2'de elementsel analizler, Eşitlik 3.10 ve 3.11'de yerlerine konularak yakıt ekserjisi bulunmuştur.

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \cdot 0,15317 + 0,0432 \cdot 0,14228 + 0,2169 \cdot 0,000064 \cdot (1 - 2,0628 \cdot 0,15317)$$

$$\varphi = 1,07281$$

$$e_{kim} = 39760 \cdot 1,07281$$

$$e_{kim} = 42654,925 \text{ kJ}$$

e_{kim} ifadesi yakıtın kütleli debisi ile çarpılırsa yakıtın kimyasal ekserjisi elde edilir. Örnek olarak 1400 (1/min)'deki yakıt ekserjisi hesaplaması yapılmıştır. Diğer hızlardaki yakıt ekserjileri Şekil 4.11'de verilmiştir. Eşitlik 3.12 kullanılarak yakıt ekserjisi ($\dot{E}_y$) hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_y = 42654,925 \cdot 2,133 \cdot 10^{-3}$$

$$\dot{E}_y = 90,983 \text{ kW}$$

3.3.2.2 Efektif Güç Ekserjisi, $\dot{E}_w$

Ekserji transferi büyüklük ve doğrultu olarak iş transferi ile aynı büyüklük ve doğrultuya sahip olduğundan daha önce bulunmuş olan efektif güç, Eşitlik 2.13'de olduğu üzere efektif güç ekserjisi olarak alınmıştır.

3.3.2.3 Egzoz Ekserjisi, $\dot{E}_e$

Egzoz ekserjisi hesaplanmasında kullanılmak üzere hava debisi hesabı, sonra 1400 1/min motor hızı için dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için egzoz ekserjisi hesabı yapılmıştır. Daha sonra da aynı yöntemle diğer motor hızları için egzoz ekserjisi değerleri hesaplanmıştır.

Hava Debileri

Hacimsel hava debisi, dizel No. 2 ve biyodizel yakıtıyla çalıştırılan deney motoru için, Eşitlik 3.13 kullanılarak bütün motor hızları için hesaplanmıştır.

$$\dot{V}_h = 0,1123 \cdot d^2 \cdot \sqrt{h} \quad (3.13)$$

Burada 0,1123 sabit katsayıyı, d orifis çapını (70 mm) ve h manometre yüksekliğini göstermektedir.

Dizel No. 2 yakıtıyla çalıştırılan deney motoru için, örnek olarak 1400 (1/min)'deki hacimsel hava debisi;

h = 22 mmss için;

$$\dot{V}_h = 0,1123 \cdot 70^2 \cdot \sqrt{22}$$

$$\dot{V}_h = 2581 \text{ L/min}$$

Biyodizel yakıtı için de hacimsel hava debisi aynı yöntemle hesaplanmış ve 1400 (1/min)'deki $\dot{V}_h = 2581 \text{ L/min}$ bulunmuştur.

Havanın kütleli debisini hesaplamak için Eşitlik 3.14'deki formül yardımıyla önce hava yoğunluğu (ρ_H) bulunur.

$$\frac{p}{\rho_H} = R \cdot T_0 \quad (3.14)$$

$$\frac{90,2}{\rho_H} = 0,287 \cdot 8$$

$$\rho_H = 1,1185 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_h = \dot{V}_h \cdot \rho_H \quad (3.15)$$

Kütleli hava debisi, dizel No. 2 ve biyodizel yakıtıyla çalıştırılan deney motoru için, Eşitlik 3.15 kullanılarak hesaplanmıştır. Diğer motor hızlarındaki kütleli hava debileri de aynı şekilde hesaplanmıştır.

Dizel No. 2 yakıtıyla çalıştırılan deney motoru için, örnek olarak 1400 (1/min)'deki kütleli hava debisi;

$$\dot{m}_{h_d} = \frac{2581 \cdot 10^{-3}}{60} \cdot 1,1185$$

$$\dot{m}_{h_d} = 0,048114 \text{ kg/s}$$

Biyodizel yakıtı için de aynı hesaplama yöntemiyle 1400 (1/min)'deki kütleli hava debisi

$$\dot{m}_{h_{bd}} = 0,048114 \text{ kg/s} \text{ bulunmuştur}$$

Gerçek Hava / Yakıt Oranının Bulunması

Gerçek hava/yakıt oranının bulunması için gereken yakıtın kütleli debisi ($\dot{m}_y$) ve havanın kütleli debisi ($\dot{m}_h$), örnek olarak dizel No.2 yakıtı için 1400 (1/min) motor hızında hesaplanan değerler ile Eşitlik 3.16 kullanılarak aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{gerçek}} = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_y} \quad (3.16)$$

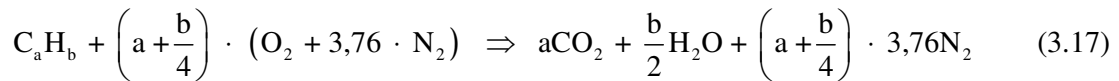
Dizel No. 2 yakıtı için;

$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{gerçek}} = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_y} = \frac{0,048114}{0,001966} = 24,5$$

Teorik Hava / Yakıt Oranının Bulunması

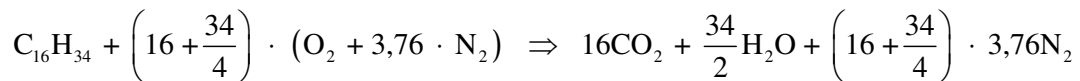
Dizel No. 2 yakıtı için;

Deneylerde kullanılan dizel No. 2 yakıtının kimyasal bileşimi $C_{16}H_{34}$ 'dür. Yanma denklemini oluşturursak;



$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{teorik}} = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_y} = \frac{\left(a + \frac{b}{4}\right) \cdot 4,76 \cdot M_{\text{hava}}}{a \cdot M_C + b} \quad (3.18)$$

Eşitlik 3.17 formülünde yanma denklemi dizel No. 2 yakıtına uygulandığında;



Eşitlik 3.18'i kullandığımızda, dizel No. 2 yakıtı için teorik hava yakıt oranı;

$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{teorik}} = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_y} = \frac{\left(16 + \frac{34}{4}\right) \cdot 4,76 \cdot 28,97}{16 \cdot 12 + 34}$$

$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{teorik}} = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_y} = 14,95 : 1 \text{ bulunmuştur.}$$

Biyodizel yakıtı için de aynı yöntem uygulanmış ve teorik hava yakıt oranı

$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{teorik}} = 12,45 : 1 \text{ bulunmuştur.}$$

Hava Fazlalık Katsayısı

$$\lambda = \frac{\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{gerçek}}}{\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{teorik}}} \quad (3.19)$$

Her iki yakıtın da örnek olarak 1400 l/min motor hızı için, hava fazlalık katsayısı λ , Eşitlik 3.19 kullanılarak aşağıdaki gibi bulunur.

Dizel No.2 yakıtı için;

$$\lambda = \frac{\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{gerçek}}}{\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{teorik}}} = \frac{22,5}{14,95} = 1,5$$

Biyodizel yakıtı için;

$$\lambda = \frac{\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{gerçek}}}{\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{teorik}}} = \frac{19,6}{12,45} = 1,57$$

Dizel No. 2 Yakıtı İçin Egzoz Ekserjisi

1400 (1/min) için Egzoz Ekserjisi;

$$\text{Yakıt debisi} = \dot{m}_y = 1,966 \cdot 10^{-3} = 0,001966 \text{ kg/s}$$

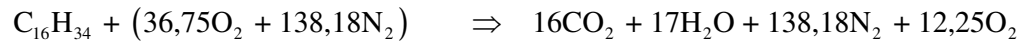
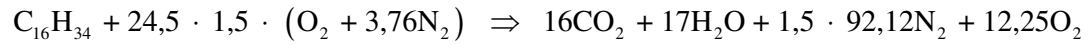
$$\text{Egzoz gazı sıcaklığı} = T_{e1} = 589 \text{ }^{\circ}\text{C} + 273 = 862 \text{ K}$$

$$\text{Havanın hacimsel debisi} = \dot{V}_h = 2581 \text{ L/min}$$

$$\text{Havanın kütleli debisi} = \dot{m}_h = 0,048114 \text{ kg/s}$$

Yanma ürünlerinin kütleli debi yüzdeleri:

Yakıtın gerçek yanma denklemi aşağıda gösterildiği gibidir:



Yanma ürünlerinin mol kütleleri;

$$M_{\text{CO}_2} = 44 \text{ kg/kmol}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 18 \text{ kg/kmol}$$

$$M_{\text{N}_2} = 28 \text{ kg/kmol}$$

$$M_{\text{O}_2} = 32 \text{ kg/kmol}$$

olduğundan, yanma ürünlerinin toplam kütleleri aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$M_{\text{top}} = 16 \cdot M_{\text{CO}_2} + 17 \cdot M_{\text{H}_2\text{O}} + 138,18 \cdot M_{\text{N}_2} + 12,25 \cdot M_{\text{O}_2}$$

$$M_{\text{top}} = 16 \cdot 44 + 17 \cdot 18 + 138,18 \cdot 28 + 12,25 \cdot 32$$

$$M_{\text{top}} = 5271,04 \text{ kg}$$

Yanma ürünlerinin kütleli kompozisyonu aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$y_i = \frac{M_i}{M_{\text{top}}} \text{ bağıntısı kullanılarak;}$$

$$y_{\text{N}_2} = 0,734 = \% 73,4$$

$$y_{\text{O}_2} = 0,0751 = \% 7,5$$

$$y_{\text{CO}_2} = 0,133 = \% 13,3$$

$$y_{\text{H}_2\text{O}} = 0,058 = \% 5,8$$

kütleli oranlar bulunur.

Yanma ürünlerinin gerçek kütleleri:

Egzozdan çıkan kütlenin %2 kayıpla çıktığı kabul edildiğinde gerçek egzoz kütle formülü Eşitlik 3.20'deki gibidir.

$$\dot{m}_{\text{eg}} = (\dot{m}_y + \dot{m}_h) \cdot 0,98 \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_{\text{eg}} = (1,966 \cdot 10^{-3} + 0,048114) \cdot 0,98$$

$$\dot{m}_{\text{eg}} = 0,049 \text{ kg/s}$$

$\dot{m}_i = y_i \cdot \dot{m}_{top}$ eşitliğinden yanma ürünlerinin gerçek kütleleri;

$$\dot{m}_{N_2} = 0,734 \cdot 0,049 = 35,96 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{O_2} = 0,075 \cdot 0,049 = 3,680 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{CO_2} = 0,133 \cdot 0,049 = 6,520 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 0,058 \cdot 0,049 = 2,840 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Yanma ürünlerinin toplam ekserjileri:

Ürünlere ait termodinamik özellikler Çengel ve Boles (1996)'dan alınmıştır.

Çizelge 3.3 Çevre tanımı (Moran ve Shapiro, 2000).

Referans Maddeler	Mol kesri (%)
N ₂	75,67000
O ₂	20,35000
CO ₂	0,03450
H ₂ O	3,03000
CO	0,00070
SO ₂	0,00020
H ₂	0,00005
Diğer	0,91455

Azot (N₂)'un termodinamiksel, kimyasal ve toplam ekserjisi:

$$T_{e1} = T_1 = 589^\circ\text{C} + 273 = 862 \text{ K}$$

$$M_{N_2} = 28 \text{ kg/kmol}$$

T (K)	$\bar{h}$ (kJ/kmol)	$\bar{s}$ (kJ/kmolK)
860	25610	223,194
862	25674	223,268
870	25928	223,562

$$\begin{aligned}
T_1 &= 862 \text{ K} \\
\bar{h}_1 &= 25674 \text{ kJ/kmol} \\
\bar{s}_1 &= 223,268 \text{ kJ/kmolK} \\
T_0 &= 298 \text{ K} \\
\bar{h}_0 &= 8669 \text{ kJ/kmol} \\
\bar{s}_0 &= 191,502 \text{ kJ/kmolK}
\end{aligned}$$

Azotun termomekaniksel ekserjisi:

$$\bar{e}_{\text{tm N}_2} = (\bar{h}_1 - \bar{h}_0) - T_0 (\bar{s}_1 - \bar{s}_0)$$

$$\bar{e}_{\text{tm N}_2} = 7539 \text{ kJ/kmol N}_2$$

Azotun kimyasal ekserjisi:

$$\bar{e}_{\text{kim N}_2} = R_u \cdot T_0 \cdot \ln \frac{y_i}{y_{\text{N}_2}^{\circ}}$$

$$\bar{e}_{\text{kim N}_2} = 8,3143 \cdot 298 \cdot \ln \frac{1}{0,7567}$$

$$\bar{e}_{\text{kim N}_2} = 687 \text{ kJ/kmol N}_2$$

Azotun toplam ekserjisi:

$$\bar{e}_{\text{top N}_2} = \bar{e}_{\text{tm N}_2} + \bar{e}_{\text{kim N}_2} = 7539 + 687 = 8226 \text{ kJ/kmol N}_2$$

$$\bar{e}_{\text{top N}_2} = 293,78 \text{ kJ/kg N}_2$$

Oksijen (O₂)'in termodinamiksel, kimyasal ve toplam ekserjisi:

$$T_1 = 862 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}
M_{O_2} &= 32 \text{ kg/kmol} \\
\bar{h}_1 &= 26565 \text{ kJ/kmol} \\
\bar{s}_1 &= 238,343 \text{ kJ/kmolK} \\
T_0 &= 298 \text{ K} \\
\bar{h}_0 &= 8682 \text{ kJ/kmol} \\
\bar{s}_0 &= 205,033 \text{ kJ/kmolK}
\end{aligned}$$

Oksijenin termomekaniksel ekserjisi:

$$\bar{e}_{tm\ O_2} = (\bar{h}_1 - \bar{h}_0) - T_0 (\bar{s}_1 - \bar{s}_0)$$

$$\bar{e}_{tm\ O_2} = (26565 - 8682) - 298(238,343 - 205,033)$$

$$\bar{e}_{tm\ O_2} = 7956 \text{ kJ/kmol } O_2$$

Oksijenin kimyasal ekserjisi:

$$\bar{e}_{kim\ O_2} = R_u \cdot T_0 \cdot \ln \frac{y_i}{y_{O_2}^e}$$

$$\bar{e}_{kim\ O_2} = 8,3143 \cdot 298 \cdot \ln \frac{1}{0,2035}$$

$$\bar{e}_{kim\ O_2} = 3945 \text{ kJ/kmol } O_2$$

Oksijenin toplam ekserjisi:

$$\bar{e}_{top\ O_2} = \bar{e}_{tm\ O_2} + \bar{e}_{kim\ O_2} = 7956 + 3945 = 11901 \text{ kJ/kmol } O_2$$

$$\bar{e}_{top\ O_2} = 371,9 \text{ kJ/kg } O_2$$

Karbondioksit (CO₂)’in termodinamiksel, kimyasal ve toplam ekserjisi:

$$T_1 = 862 \text{ K}$$

$$M_{\text{CO}_2} = 44 \text{ kg/kmol}$$

$$\bar{h}_1 = 35403 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_1 = 261,285 \text{ kJ/kmolK}$$

$$T_0 = 298 \text{ K}$$

$$\bar{h}_0 = 9364 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_0 = 213,685 \text{ kJ/kmolK}$$

Karbondioksitin termomekaniksel ekserjisi:

$$\bar{e}_{\text{tm CO}_2} = (\bar{h}_1 - \bar{h}_0) - T_0 (\bar{s}_1 - \bar{s}_0)$$

$$\bar{e}_{\text{tm CO}_2} = (35403 - 9364) - 298(261,285 - 213,685)$$

$$\bar{e}_{\text{tm CO}_2} = 11854 \text{ kJ/kmol CO}_2$$

Karbonmonoksitin kimyasal ekserjisi:

$$\bar{e}_{\text{kim CO}_2} = R_u \cdot T_0 \cdot \ln \frac{y_i}{y_{\text{CO}_2}^e}$$

$$\bar{e}_{\text{kim CO}_2} = 8,3143 \cdot 298 \cdot \ln \frac{1}{0,000345}$$

$$\bar{e}_{\text{kim CO}_2} = 19752 \text{ kJ/kmol CO}_2$$

Karbonmonoksitin toplam ekserjisi:

$$\bar{e}_{\text{top CO}_2} = \bar{e}_{\text{tm CO}_2} + \bar{e}_{\text{kim CO}_2} = 11854 + 19752 = 31606 \text{ kJ/kmol CO}_2$$

$$\bar{e}_{\text{top CO}_2} = 718,32 \text{ kJ/kg CO}_2$$

Mükemmel gaz varsayımıyla su buharının (H₂O)'in termodinamiksel, kimyasal ve toplam ekserjisi:

$$T_1 = 862 \text{ K}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 18 \text{ kg/kmol}$$

$$\bar{h}_1 = 30319 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_1 = 226,608 \text{ kJ/kmolK}$$

$$T_0 = 298 \text{ K}$$

$$\bar{h}_0 = 9904 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_0 = 188,720 \text{ kJ/kmolK}$$

Su buharının termomekaniksel ekserjisi:

$$\bar{e}_{\text{tm H}_2\text{O}} = (\bar{h}_1 - \bar{h}_0) - T_0 (\bar{s}_1 - \bar{s}_0)$$

$$\bar{e}_{\text{tm H}_2\text{O}} = (30319 - 9904) - 298(226,608 - 188,720)$$

$$\bar{e}_{\text{tm H}_2\text{O}} = 9124 \text{ kJ/kmol H}_2\text{O}$$

Su buharının kimyasal ekserjisi:

$$\bar{e}_{\text{kim H}_2\text{O}} = R_u \cdot T_0 \cdot \ln \frac{y_i}{y_{\text{H}_2\text{O}}^e}$$

$$\bar{e}_{\text{kim H}_2\text{O}} = 8,3143 \cdot 298 \cdot \ln \frac{1}{0,0303}$$

$$\bar{e}_{\text{kim H}_2\text{O}} = 3177 \text{ kJ/kmol H}_2\text{O}$$

Su buharının toplam ekserjisi:

$$\bar{e}_{\text{top H}_2\text{O}} = \bar{e}_{\text{tm H}_2\text{O}} + \bar{e}_{\text{kim H}_2\text{O}} = 9124 + 3177 = 12301 \text{ kJ/kmol H}_2\text{O}$$

$$\bar{e}_{\text{top H}_2\text{O}} = 683,39 \text{ kJ/kg H}_2\text{O}$$

Egzoz Ekserjisi:

$$\dot{E}_{ek} = \sum_i \dot{M}_i \cdot e \text{ eşitliğinden,}$$

$$\dot{E}_{ek} = \dot{M}_{N_2} \cdot e_{N_2} + \dot{M}_{O_2} \cdot e_{O_2} + \dot{M}_{CO_2} \cdot e_{CO_2} + \dot{M}_{H_2O} \cdot e_{H_2O}$$

$$\dot{E}_{ek} = [(35,96 \cdot 293,78) + (3,68 \cdot 371,9) + (6,52 \cdot 718,32) + (2,84 \cdot 683,39)] \cdot 10^{-3}$$

$$\dot{E}_{ek} = 18,55 \text{ kW}$$

Aynı hesaplama yöntemiyle diğer motor hızları için de egzoz ekserjisi değerleri hesaplanmış ve Çizelge 3.4’de sunulmuştur.

Biyodizel yakıtı için de aynı hesaplama yöntemi uygulanmış ve bütün motor hızları için çıkan sonuçlar Çizelge 3.5’de sunulmuştur.

3.3.2.4 Soğutma Suyu Ekserjisi; $\dot{E}_s$:

Soğutma suyu ekserjisi Eşitlik 2.14’den yararlanarak aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$\dot{E}_s = \dot{Q}_s \left(1 - \frac{T_0}{T_{sg2}} \right)$$

Dizel No. 2 yakıtı için;

1400 (1/min) için;

$$\dot{Q}_s = \text{Soğutma suyu ısısı} = 21,23 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_s = 21,23 \left(1 - \frac{8}{90} \right)$$

$$\dot{E}_s = 19,34 \text{ kW}$$

Aynı hesap yöntemiyle diğer motor hızları içinde motor soğutma suyu ekserjisi değerleri hesaplanmıştır.

Biyodizel yakıtı için de aynı hesaplama yöntemi uygulanmış ve 1400 1/min için soğutma suyu ekserjisi 22,12 kW bulunmuştur.

3.3.2.5 Radyasyon Ekserjisi; $\dot{E}_r$:

Radyasyon ekserjisi Eşitlik (2.14)'den yararlanarak aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$\dot{E}_r = \dot{Q}_r \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right)$$

Dizel No. 2 yakıtı için;

1400 (1/min) için radyasyon ekserjisi;

$$\dot{Q}_r = \text{Radyasyon ısısı} = 19,86 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_r = 19,86 \left(1 - \frac{8}{85} \right)$$

$$\dot{E}_r = 17,99 \text{ kW}$$

Aynı hesap yöntemiyle diğer motor hızları içinde radyasyon ekserjisi değerleri hesaplanmıştır.

Biyodizel yakıtı için de aynı işlem yapılmış ve 1400 1/min'deki radyasyon ekserjisi 10,45 kW bulunmuştur.

3.3.2.6 Motorlarda Ekserji Dengesi

Motorlardaki prosesi sürekli akışlı bir açık sistem olarak düşünüldüğünde ekserji dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\text{Sisteme giren ekserji} : \dot{m}_h e_h + \dot{m}_y e_y + \sum \dot{E}_{Q_s}$$

$$\text{Sistemden çıkan ekserji} : \sum_{\text{egzoz}} \dot{m} e + \dot{E}_w$$

$$\text{Sistemde üretilen ekserji} : -\dot{E}_{\text{kay}}$$

Sistemdeki ekserji değişimi: 0 (Sistem sürekli açık sistem kabul edildi)

$$\left[\begin{array}{c} \text{Sisteme Giren} \\ \text{Ekserji} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Sistemden Çıkan} \\ \text{Ekserji} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Sistemde Üretilen} \\ \text{Ekserji} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Sistemdeki Ekserji} \\ \text{Değişimi} \end{array} \right]$$

$$\dot{E}_{\text{kay}} = \dot{m}_h e_h + \dot{m}_y e_y + \sum \dot{E}_{Q_s} - \sum_{\text{egzoz}} \dot{m} e - \dot{E}_w$$

$$\dot{E}_{\text{kay}} = \dot{E}_y + \dot{E}_s + \dot{E}_r - \dot{E}_{\text{ek}} - \dot{E}_w$$

Dizel No. 2 yakıtı için;

Daha önceki hesaplamalardan örnek olarak 1400 (1/min) motor hızı için gerekli değerler alınarak ekserji kayıpları aşağıdaki şekilde belirlenmiştir.

$$\dot{E}_{\text{kay}} = 90,813 + 19,34 + 17,99 - 18,55 - 27,27$$

$$\dot{E}_{\text{kay}} = 82,323 \text{ kW}$$

Diğer motor hızları içinde ekserji kaybı değerleri aynı hesaplama yöntemi ile belirlenmiştir.

Biyodizel yakıtı için de aynı işlem yapılmış ve 1400 1/min için ekserji kaybı 80,463 kW bulunmuştur.

Diğer motor hızları içinde ekserji kaybı değerleri aynı hesaplama yöntemi ile belirlenmiştir.

Bütün motor hızları için dizel No. 2 ve biyodizel yakıtlara ait hesaplanmış bütün ekserji değerleri birleştirilerek sırası ile dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için Çizelge 3.4 ve 3.5’de ekserji bilançoları şeklinde verilmiştir.

Çizelge 3.4 Dizel No. 2 yakıtı için ekserji bilançosu.

Motor Hızı (n) (1/min)	Yakıt Ekserjisi $\dot{E}_y$ (kW)	Efektif Güç Ekserjisi $\dot{E}_w$ (kW)	Egzoz Ekserjisi $\dot{E}_{ek}$ (kW)	Soğutma Suyu Ekserjisi $\dot{E}_s$ (kW)	Radyasyon Ekserjisi $\dot{E}_r$ (kW)	Ekserji Kaybı $\dot{E}_{kay}$ (kW)
1200	78,526	22,74	13,84	16,68	9,41	68,036
1400	90,813	27,27	18,55	19,34	17,99	83,323
1600	103,146	29,45	19,02	22,04	14,26	90,976
1800	114,833	32,98	22,35	24,49	14,05	98,043
2000	122,684	36,44	23,61	25,28	14,83	99,374
2200	122,408	37,32	25,63	23,98	17,69	101,128
2400	130,862	39,20	26,09	28,02	14,46	108,052

Çizelge 3.5 Biyodizel yakıtı için ekserji bilançosu.

Motor Hızı (n) (1/min)	Yakıt Ekserjisi ($\dot{E}_y$) kW	Efektif Güç Ekserjisi $\dot{E}_w$ (kW)	Egzoz Ekserjisi $\dot{E}_{ek}$ (kW)	Soğutma Suyu Ekserjisi $\dot{E}_s$ (kW)	Radyasyon Ekserjisi $\dot{E}_r$ (kW)	Ekserji Kaybı $\dot{E}_{kay}$ (kW)
1200	90,983	22,87	12,58	13,49	13,48	82,503
1400	90,983	26,09	17,00	22,12	10,45	80,463
1600	107,703	29,32	23,80	25,53	16,77	96,883
1800	122,675	32,04	28,44	24,44	21,22	107,855
2000	129,372	32,88	24,58	17,27	26,23	105,412
2200	131,505	35,02	25,67	19,74	24,71	115,265
2400	141,443	36,44	24,71	23,62	23,52	127,433

3.3.2.7 Ekserji Yüzdeleri

Her motor hızı için ekserjilerin ve ekserji kaybının, yakıt ekserjisine göre yüzde değerleri dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Kayıp ekserji içindeki ekserji kayıplarından kaynaklanan ekserji dağılımı da % olarak dizel No. 2 yakıtı ve biyodizel yakıtı için yine ayrı ayrı belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar dizel No. 2 yakıtı için grafik halinde Şekil 4.12 ve 4.14’de, biyodizel yakıtı için de Şekil 4.13 ve 4.15’de sunulmuştur.

Dizel No. 2 yakıtı için;

Efektif güç ekserjisinin yakıt ekserjisi içindeki yüzde değeri;

$$\frac{\dot{E}_w}{\dot{E}_y} = \frac{27,27}{90,813} \cdot 100 = \% 30,03$$

Egzoz ekserjisinin yakıt ekserjisi içindeki yüzde değeri;

$$\frac{\dot{E}_{ek}}{\dot{E}_y} = \frac{18,55}{90,813} \cdot 100 = \% 20,42$$

Soğutma suyu ekserjisinin yakıt ekserjisi içindeki değeri;

$$\frac{\dot{E}_s}{\dot{E}_y} = \frac{19,34}{90,813} \cdot 100 = \% 21,29$$

Radyasyon ekserjisinin yakıt ekserjisi içindeki yüzde değeri;

$$\frac{\dot{E}_r}{\dot{E}_y} = \frac{17,99}{90,813} \cdot 100 = \% 19,81$$

Diğer motor hızları için de ekserjilerin, yakıt ekserjisi içindeki yüzdelik değerleri bulunmuş ve bulunan bu yüzde değerleri dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.12’de biyodizel yakıtı için Şekil 4.13’de sunulmuştur.

Aşağıdaki şekiller incelendiğinde yakıt ekserjisine göre % olarak ekserji kaybının en az olduğu motor hızı her iki yakıt için de 1400 1/min’dir.

Dizel No. 2 yakıtı için;

Egzoz ekserjisinin kayıp ekserji içindeki yüzde değeri;

$$\frac{\dot{E}_{ek}}{\dot{E}_{kay}} = \frac{18,55}{83,323} \cdot 100 = \% 22,26$$

Soğutma suyu ekserjisinin kayıp ekserji içindeki değeri;

$$\frac{\dot{E}_s}{\dot{E}_{kay}} = \frac{19,34}{83,323} \cdot 100 = \% 23,21$$

Radyasyon ekserjisinin kayıp ekserji içindeki yüzde değeri;

$$\frac{\dot{E}_r}{\dot{E}_{kay}} = \frac{17,99}{83,323} \cdot 100 = \% 21,59$$

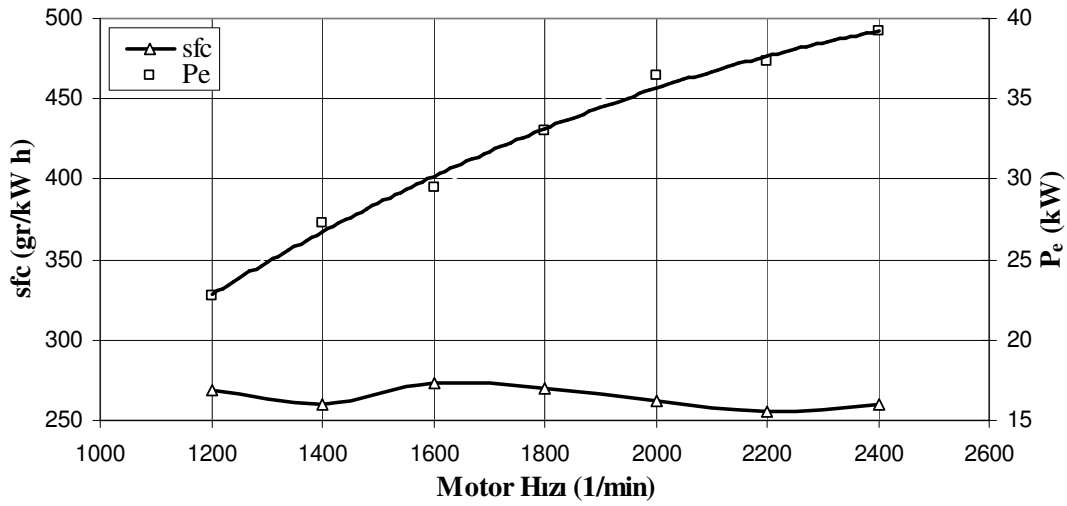
Yukarıdaki gibi, diğer motor hızları ve biyodizel yakıtı için de ekserjilerin kayıp ekserji içindeki yüzdeler değeri bulunmuş ve bulunan bu yüzde değeri dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.14’de, biyodizel yakıtı için ise Şekil 4.15’de sunulmuştur.

BÖLÜM 4

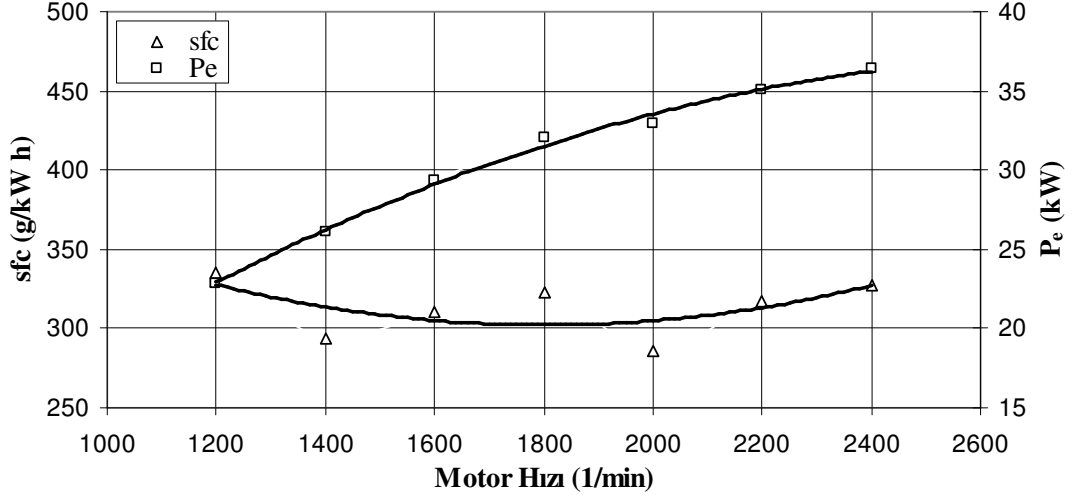
BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

4.1 EFEKTİF GÜÇ VE EFEKTİF ÖZGÜL YAKIT TÜKETİMİ

Motor hızına bağlı olarak efektif güç ve efektif özgül yakıt tüketiminin değişimi, dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.1, biyodizel yakıtı için Şekil 4.2’de görülmektedir. Tam yükte, 7 farklı motor hızında yapılan deneyler de, yüksek motor hızlarında artış eğilimi azalsa da efektif güç, her iki yakıt için de 2400 1/min motor hızında elde edilmiştir. En yüksek efektif güç dizel No. 2 yakıtıyla 2400 1/min’de 39,21 kW olarak elde edilmiştir. Biyodizel yakıtına göre efektif güç % 7,6 fazladır. Efektif özgül yakıt tüketimi, ölçüm yapılan bütün motor hızlarında biyodizel yakıtının değeri fazla çıkmaktadır. Bunun sebebi biyodizel yakıtının yoğunluğunun fazla olmasıdır.



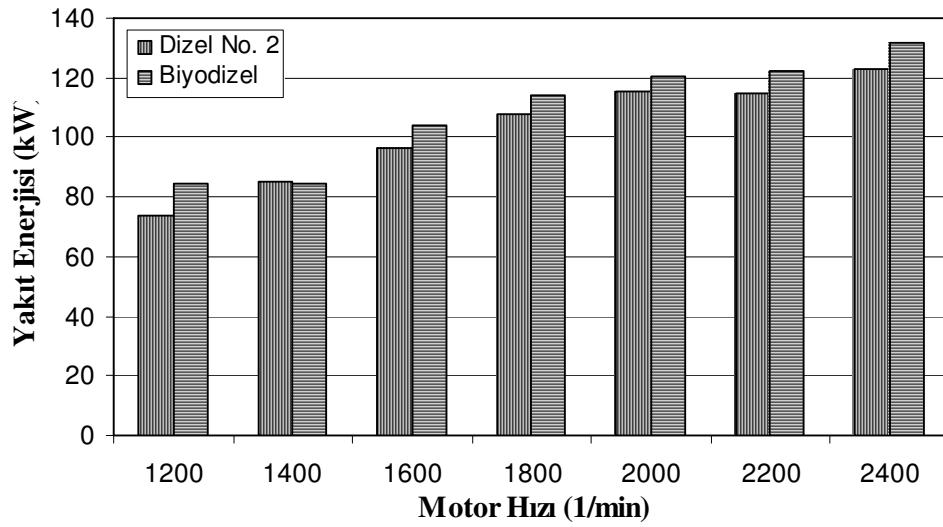
Şekil 4.1 Efektif özgül yakıt tüketiminin ve efektif gücün motor hızı ile değişimi (dizel No. 2).



Şekil 4.2 Efektif özgül yakıt tüketiminin ve efektif gücün motor hızı ile değişimi (biyodizel).

4.2 YAKIT ENERJİSİ

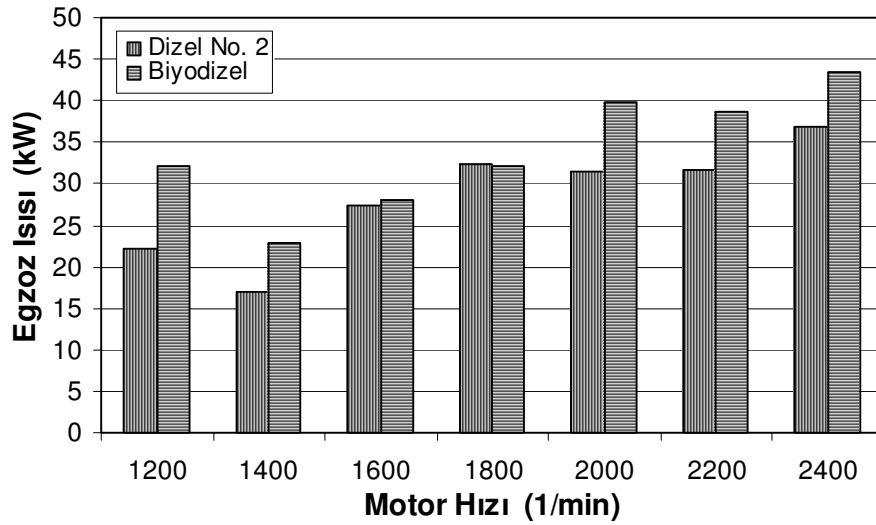
Motor hızına bağlı olarak yakıt enerjisinin değişimi, dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için Şekil 4.3'de görülmektedir. Tam yükte, 7 farklı motor hızında yapılan deneyler de, motor hızına bağlı olarak yakıt enerjisi değerlerin arttığı görülmektedir. 1400 1/min hariç diğer motor hızlarındaki yakıt enerjisi değerleri biyodizel yakıtının fazladır. Bunun nedeni biyodizel yakıtının yakıt debilerinin fazla olmasıdır. Her iki yakıt için de maksimum yakıt enerjisi değeri 2400 1/min motor hızındadır.



Şekil 4.3 Çeşitli motor hızlarına ait yakıt enerjileri.

4.3 EGZOZ ISISI

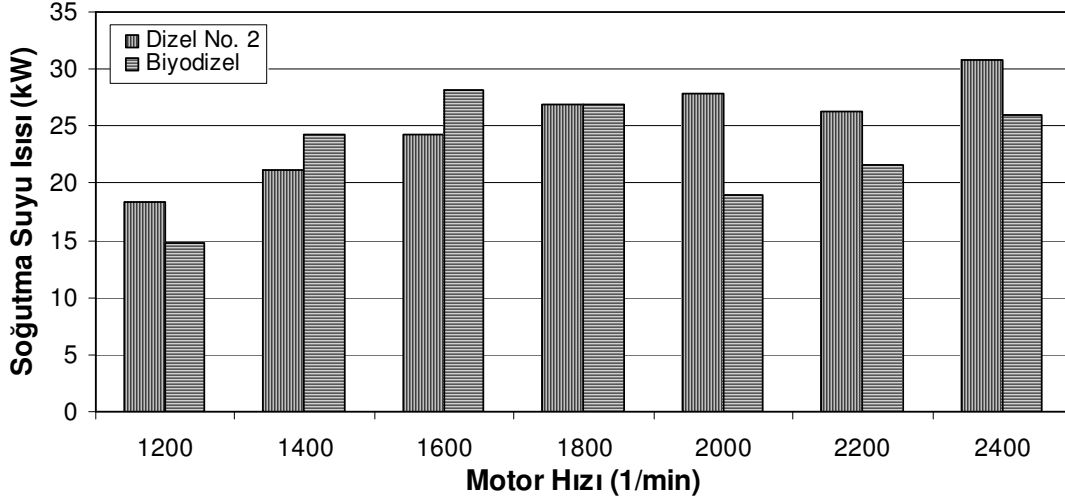
Motor hızına bağlı olarak egzoz ısısının değişimi, dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için Şekil 4.4’de görülmektedir. Tam yükte, 7 farklı motor hızında yapılan deneyler de, yüksek motor hızındaki egzoz ısısı değerlerin arttığı görülmektedir. Bunun nedeni yüksek motor hızlarında egzoz çıkış sıcaklığı ve egzoz gazının kalorimetreye giriş sıcaklığı değerlerinin artmasıdır. Egzoz gaz sıcaklıkları tutuşma gecikmesinden etkilenir. Biyodizel yakıtının biraz düşük setan oranına sahip olması sonucunda daha uzun tutuşma gecikmesi ve daha yavaş yanma oranı oluşur. Bu geç yanma sonucunda genişleme zamanında yüksek egzoz sıcaklığı anlamına gelir. Ek olarak, biyodizel yakıtı daha yüksek kaynama noktalarına sahip bazı öğeler içerebilir ana yanma esnasında ve geç yanma nedeniyle yanmaya devam ettiğinden yeterli buharlaşma oluşmaz. Bu daha yüksek egzoz sıcaklığı ve daha düşük ısı verime sebep olur. En çok egzoz ısısı değeri biyodizel yakıtı için 2400 1/min motor hızında 43,5 kW bulunmuştur.



Şekil 4.4 Çeşitli motor hızlarına ait egzoz ısıları.

4.4 SOĞUTMA SUYU ISISI

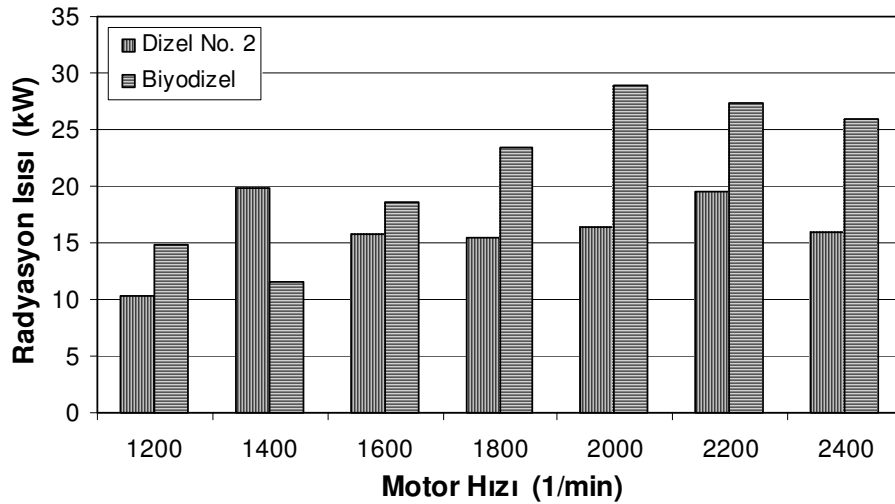
Dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için, motor hızına bağlı olarak soğutma suyu ısısının değişimi, Şekil 4.5’de görülmektedir. Tam yükte, 7 farklı motor hızında yapılan deneyler de, motor soğutma suyu debisi ve motor soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma suyu ısısında değişiklikler görülmektedir. Motor hızının artmasıyla soğutma suyu ısısı değerlerinde artış eğiliminin olduğu aşağıdaki şekilde görülmektedir.



Şekil 4.5 Çeşitli motor hızlarına ait soğutma suyu ısıları.

4.5 RADYASYON ISISI

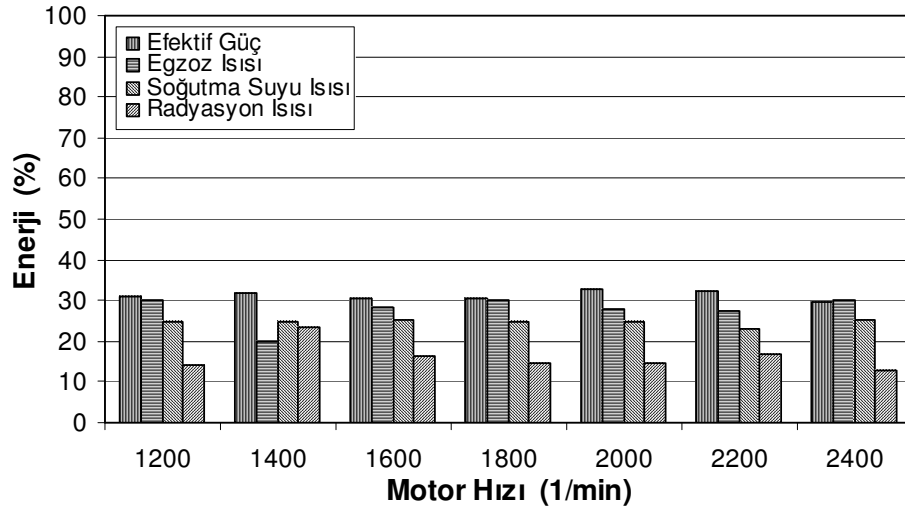
Dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için, motor hızına bağlı olarak radyasyon ısının değişimi, Şekil 4.6'da görülmektedir. Tam yükte, 7 farklı motor hızında yapılan deneyler de, sadece 1400 1/min'de dizel No.2 yakıtının radyasyon ısısı biyodizel yakıtından fazla olduğu görülmektedir. Bunun nedeni o motor hızındaki biyodizel yakıtının egzoz ve soğutma suyu ısısı değerlerinin artışı ve yakıt enerjisinin değerinin azalmasıdır. Motor hızının artmasıyla radyasyon ısısı değerlerinde artış eğiliminin olduğu aşağıdaki şekilde görülmektedir.



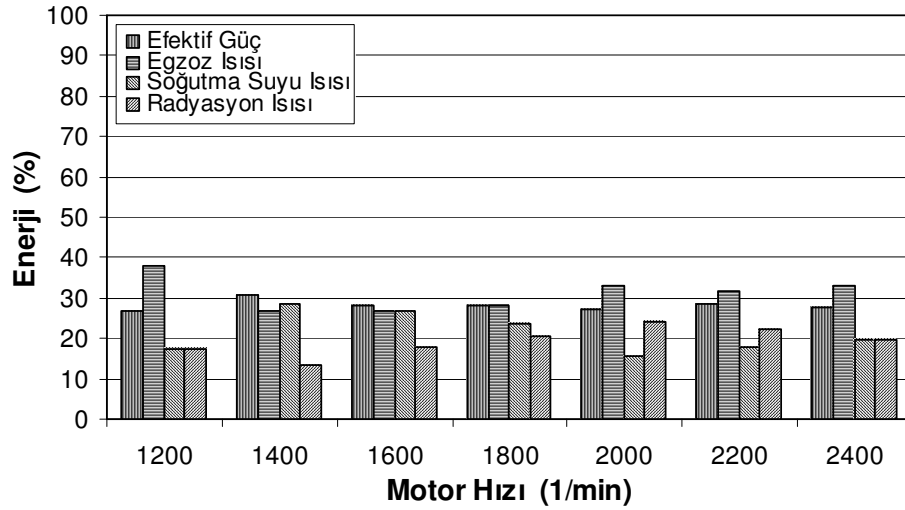
Şekil 4.6 Çeşitli motor hızlarına ait radyasyon ısıları.

4.6 ENERJİ YÜZDELERİ

Motor hızına bağlı olarak enerji yüzdelерinin değışimi, dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.7’de ve biyodizel yakıtı için Şekil 4.8’de görölmektedir. Tam yükte, 7 farklı motor hızında yapılan deneyler de, ortalama olarak yakıt enerjisine göre yüzdesi; egzoz ısısının % 29,39 soğutma suyunun % 23,08 ve radyasyon ısısının ise % 17,76 olarak bulunmuştur. Efektif gücün yakıt enerjisine göre yüzdesi ise % 29,77 olarak hesaplanmıştır. Her iki yakıt için de egzoz ısısı değерlerinin diğер ısıl kayıplardan fazla olduğu şekillerden açıkça görölmektedir.



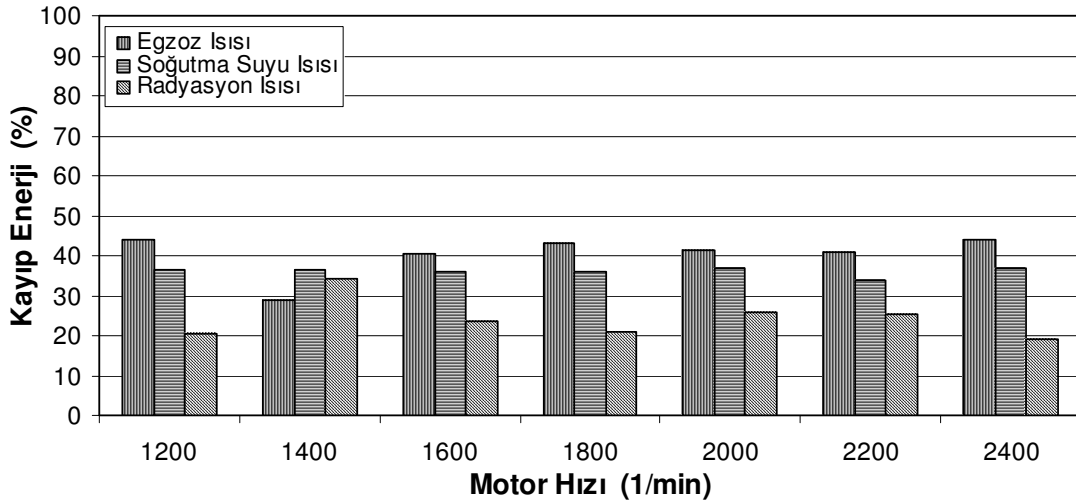
Şekil 4.7 Yakıt enerjisine göre enerji dağılımı (dizel No. 2).



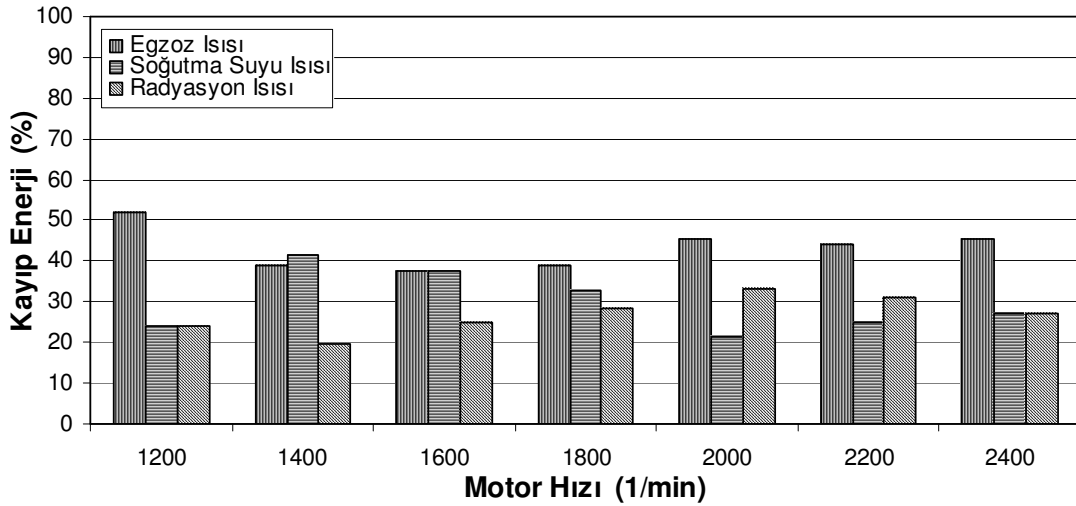
Şekil 4.8 Yakıt enerjisine göre enerji dağılımı (biyodizel).

4.7 KAYIP ENERJİ YÜZDELERİ

Dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için, motor hızına bağlı olarak kayıp enerjilerinin yüzdelерinin değişimi, dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.9'da ve biyodizel yakıtı için Şekil 4.10'da görülmektedir. Tam yükte, 7 farklı motor hızında yapılan deneyler de, kayıp enerji içindeki en yüksek yüzde enerji kaybının ortalama olarak % 41,73 ile egzoz ısısından kaynaklandığı tespit edilmiştir. Kayıp enerji içindeki ortalama soğutma suyu ısısı % 32,86 ve radyasyon ısısı % 25,41 olarak hesaplanmıştır.



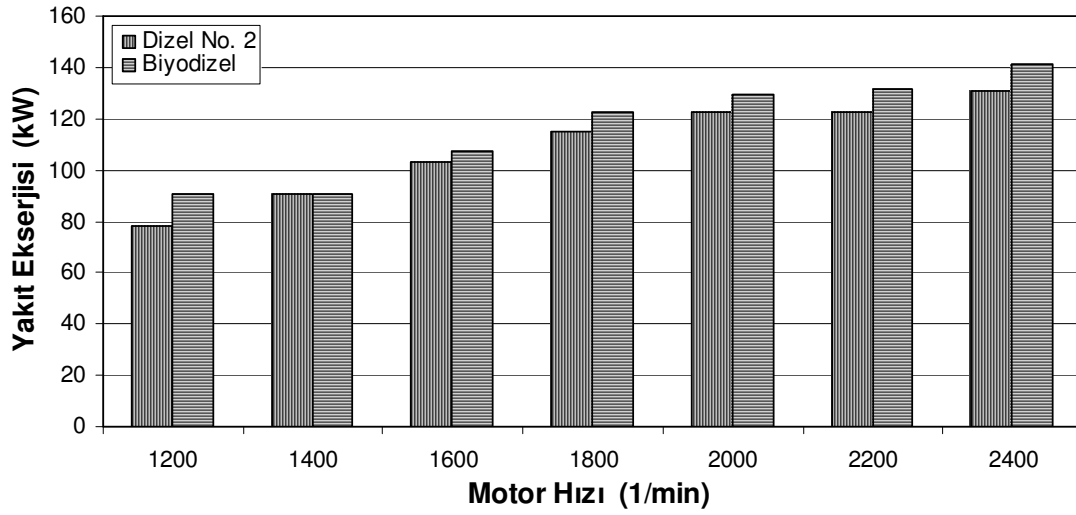
Şekil 4.9 Kayıp enerjilerin motor hızlarına göre toplam kayıp enerji içindeki dağılımları. (dizel No. 2).



Şekil 4.10 Kayıp enerjilerin motor hızlarına göre toplam kayıp enerji içindeki dağılımları (biyodizel).

4.8 YAKIT EKSERJİSİ

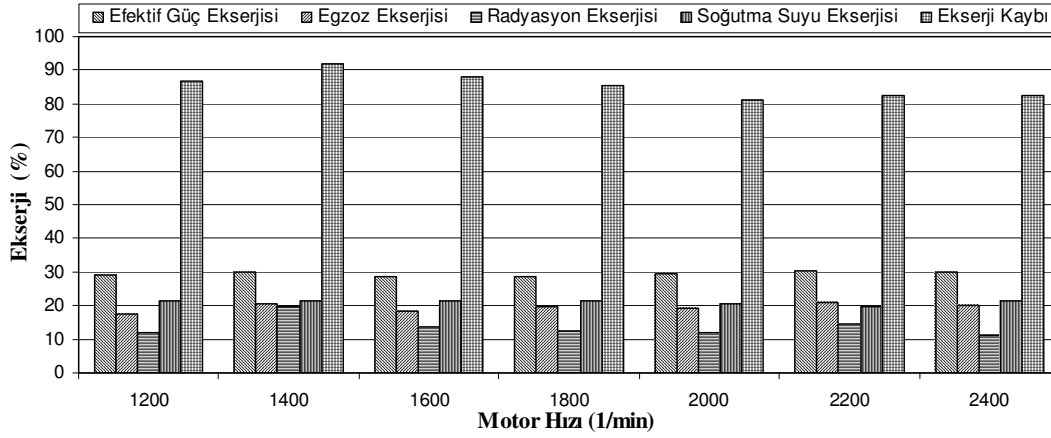
Motor hızına bağlı olarak yakıt ekserjisinin değişimi, dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için Şekil 4.11’de görülmektedir. Tam yükte, 7 farklı motor hızında yapılan deneyler de, yakıt ekserjisi değerlerinde, motor hızına ve yakıt debisine bağlı olarak artış olduğu görülmektedir. Biyodizel yakıtının yakıt ekserjisi, dizel No.2 yakıtına göre yakıt yoğunluğunun ve debisinin fazla oluşu nedeniyle yüksek değerlerdedir.



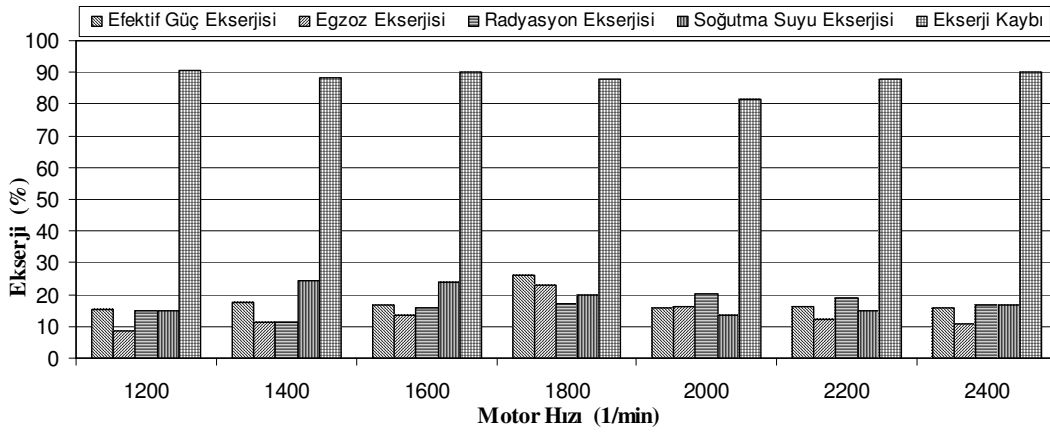
Şekil 4.11 Motor hızlarına ait yakıt ekserjileri.

4.9 EKSERJİ YÜZDELERİ

Motor hızına bağlı olarak ekserji yüzdelerinin değişimi, dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.12’de ve biyodizel yakıtı için Şekil 4.13’de görülmektedir. Tam yükte, 7 farklı motor hızında yapılan deneyler de, yakıt ekserjisine göre yüzdesi; ortalama olarak egzoz ekserjisinin % 16,59 soğutma suyu ekserjisinin % 19,66 ve radyasyon ekserjisinin ise % 15,04 bulunmuştur. Her iki yakıt için de egzoz ekserjisi değerlerinin diğer ekserji değerlerinden fazla olduğu şekillerden açıkça görülmektedir.



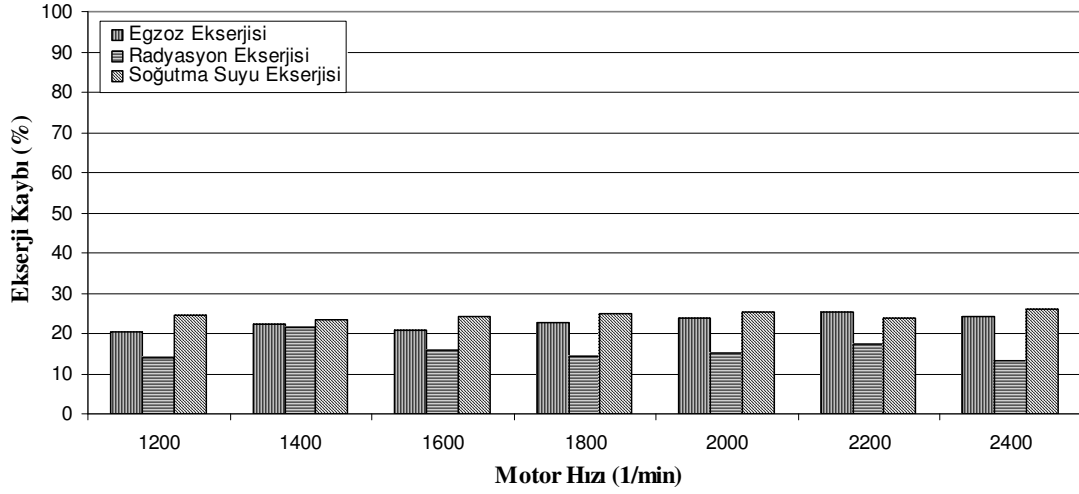
Şekil 4.12 Dizel No. 2 yakıtı için yakıt ekserjisine göre ekserji dağılımı.



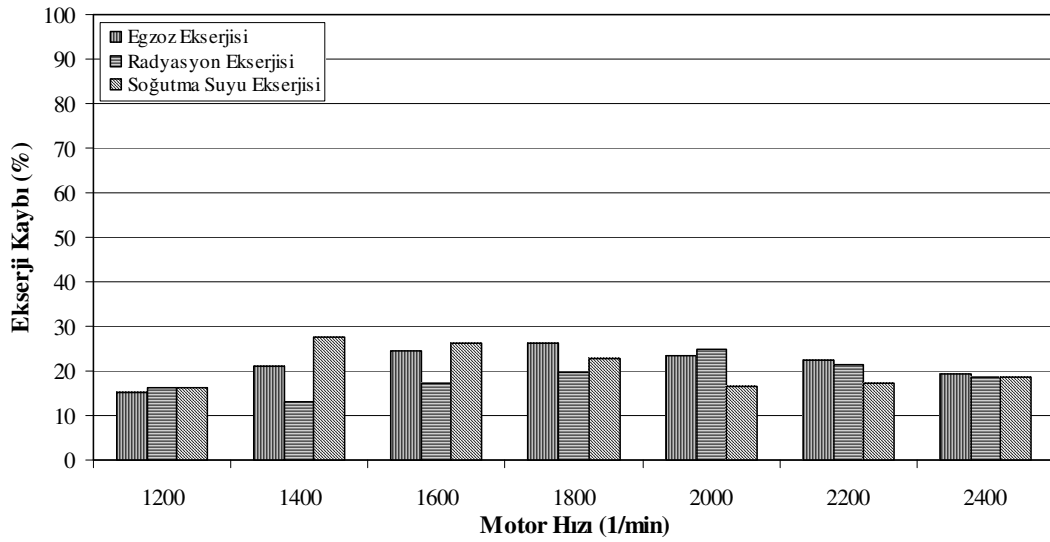
Şekil 4.13 Biyodizel yakıtı için yakıt ekserjisine göre ekserji dağılımı.

4.10 KAYIP EKSERJİ YÜZDELERİ

Dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için, motor hızına bağlı olarak kayıp ekserjilerin yüzdelерinin değişimi, dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.14’de ve biyodizel yakıtı için Şekil 4.15’de görülmektedir. Tam yükte, 7 farklı motor hızında yapılan deneyler de, kayıp ekserji içindeki yüzde ekserji kaybının ortalama olarak % 22,27 ile egzoz ekserjisinden kaynaklandığı tespit edilmiştir. Kayıp ekserji içindeki ortalama soğutma suyu ekserjisi % 22,63 ve radyasyon ekserjisi % 17,31 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.14 Motor hızlarına göre kayıp ekserjilerin toplam kayıp ekserji içindeki dağılımları (dizel No. 2).



Şekil 4.15 Motor hızlarına göre kayıp ekserjilerin toplam kayıp ekserji içindeki dağılımları (biyodizel).

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışma, içten yanmalı 4 silindirli bir dizel motora 1200–2400 1/min hız aralığında, 7 değişik hız için, dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı kullanılarak yapılmıştır. Çalışmanın devamı olarak alınan veriler ışığında deney motoruna enerji analizi uygulanmıştır. Enerji analizi sonucunda deney motorunun belirlenen hızlara göre efektif güçleri ve kayıp ısılar (egzoz ısısı, soğutma suyu ısısı ve radyasyon ısısı) bulunmuştur. Enerji analizinin ısıl proseslerin optimizasyonu için yeterli olmaması sebebiyle, deney motoruna enerji analizinin yanında ekserji analizi de uygulanmıştır. Ekserji analizinin uygulanması esnasında seçilen kontrol hacmi sürekli akışlı açık sistem olarak kabul edilmiştir. Ekserji analizinin sonucunda hızlara göre yakıt ekserjileri, efektif güç ekserjileri, soğutma suyu ekserjileri ve kayıp ekserjiler (tersinmezlik) belirlenmiştir. Egzoz gazlarının motor hızına göre değişiminin belirlenmesinde, yakıtın hava ile yakıldığı yanma denklemleri kullanılmıştır. Hesaplamalarda yakıt ve hava debileri deneysel olarak belirlenmiştir. Yakıtların ve egzoz gazlarının ekserjilerinin belirlenmesiyle toplam ekserjiler bulunmuştur.

Enerji analizine göre motorun en ekonomik hızlarının belirlenmesi için efektif güçlerin ve kayıp ısıların yakıt enerjisine göre %'leri bulunarak dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.7'de biyodizel yakıtı için Şekil 4.8'de sunulmuştur. Bu şekillere göre değerlendirme yapıldığında deney motorunun efektif gücünün en büyük olduğu motor hızı, dizel No. 2 yakıtı için %32,547 olarak 2000 (1/min), biyodizel yakıtı için ise efektif güç %30,771 olarak 1400 (1/min)'dir. Enerji analizine göre değerlendirme yapıldığında deney motorunun en ekonomik çalışma hızı dizel yakıtı No. 2 ile çalıştırıldığında 2000 (1/min), biyodizel yakıtı ile çalıştırıldığında 1400 (1/min) olmaktadır.

Enerji analizine göre değerlendirme, yapıldığında tersinmezliklerin ihmal edilmesi dolayısı ile veriler sağlıklı olmayacaktır. Ayrıca kayıp enerji olarak egzoz ısılarının yanında diğer ısı kayıplarında ihmal edilemeyeceği dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.7 ve 4.9, biyodizel yakıtı için Şekil 4.8 ve 4.10'da açıkça görülmektedir. Kayıp ısıların birbirlerine göre

üstünlüklerinin olup olmadıklarını anlamak amacıyla toplam kayıp enerji içerisindeki % olarak dağılımları hesaplanmış, dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.9 ve biyodizel yakıtı için de Şekil 4.10'da sunulmuştur. Kayıp enerji içindeki en yüksek yüzde enerji kaybının ortalama olarak % 41,73 ile egzoz ısısından kaynaklandığı tespit edilmiştir. Kayıp enerji içindeki ortalama soğutma suyu ısısı % 32,86 ve radyasyon ısısı % 25,41 olarak hesaplanmıştır. Bulunan bu sonuçlara göre motorda enerji optimizasyonu için egzoz ısısının diğer ısılarla göre daha önemli olduğu saptanmıştır. Fakat yukarıda da belirtildiği gibi diğer ısılarda ihmal edilemeyecek düzeydedir.

Deney motoruna ekserji analizinin uygulanması sonucunda değişik hızlarda belirlenen yakıt ekserjisi, efektif güç ekserjisi, egzoz ekserjisi, soğutma suyu ekserjisi ve radyasyon ekserjisi değerleri, dizel No. 2 yakıtı için Çizelge 3.4 ve biyodizel yakıtı için Çizelge 3.5'de sunulmuştur. Motordan atık olarak kaybolan enerjilere karşılık gelen ekserji değerlerinde egzoz ekserjisi değerinin büyük olduğu görülmektedir. Sonuç olarak, kayıp enerjilerden egzoz gazından kaynaklanan enerjinin kullanılabilir enerji seviyesinin daha yüksek olduğu anlamını taşımaktadır.

Enerji analizinde olduğu gibi belirlenen ekserji değerlerinin yakıt ekserjisine göre % değerleri dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.12 ve biyodizel yakıtı için ise Şekil 4.13'de sunulmuştur. Bu şekiller incelendiğinde % olarak dizel No. 2 ve biyodizel yakıtı için, minimum ekserji kaybı 2000 (1/min)'e karşılık geldiği bulunmuştur. Bu nedenle motorun ekonomik olarak çalıştığı hız 2000 (1/min) olarak tespit edilmiştir. Kayıp ekserjilerin, ekserji kaybı içindeki % olarak dağılımları da dizel No. 2 yakıtı için Şekil 4.14'de, biyodizel yakıtı için ise Şekil 4.15'de sunulmuştur.

Her iki yakıt için karşılaştırma yapıldığında dizel No. 2 yakıtının kayıp ekserjilerinin, biyodizel yakıtına göre daha az olduğu anlaşılmıştır. Test ünitesinin optimizasyonu için egzoz gazlarından faydalanma yoluna gidilmesi gerektiği belirlenmiştir.

Sonuç olarak, deney motoru üzerinde yapılan deneysel çalışmalar sonrasında belirlenen ölçüm değerleri kullanılarak yapılan enerji ve ekserji analizleri, bir motorun optimum çalışma noktasının belirlenmesi için sadece enerji analizinin yeterli olmadığı ve enerji analizinin yanında ekserji analizinin de uygulanmasının gerekli olduğu saptanmıştır. Sadece enerji analizi dikkate alındığında motorun ekonomik hızı dizel No. 2 yakıtı için

2000 (1/min), biyodizel yakıtı için 1400 (1/min) olarak belirlenmiştir. Ekserji analizi uygulandığında ise bu değer her iki yakıt için 2000 (1/min) olarak belirlenmiştir. Ayrıca, kayıp enerjiler içinde egzoz enerjisinin ünitenin tamamının optimizasyonu için dikkate alınması gerektiği saptanmıştır.

Değişik deney motorları üzerinde değişik yakıtlar kullanarak ve başka hesap yöntemleriyle benzer çalışmaların devam ettirilmesi önerilebilir.

KAYNAKLAR

- Alkidas, A. C.** (1998) The application of availability and energy balances to a diesel engine, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 110(3), pp. 462–469.
- Al-Najem, N. M. and Diab, J. M.** (1992) Energy-exergy analysis of a diesel engine, *Heat Recovery Systems & CHP*, 12(6), pp. 525-529.
- Ajav, E. A., Singh, B. and Bhattacharya, T. K.** (2000) Thermal balance of a single cylinder diesel engine operating on alternative fuels, *Energy Conversion and Management*, Vol. 41, pp. 1533-1541.
- Boza, F., Nocera, R., Senatore, A. and Tuccillo, R.** (1991) Second law analysis of turbocharged engine operation, *SAE Paper* No. 910418, Warrendale, PA.
- Caton, J. A.** (2000) On the destruction of availability (exergy) due to combustion processes – with specific application to internal-combustion engines, *Energy*, Vol. 25 pp. 1097-1117.
- Canakcı, M. and Hosoz, M.** (2006) Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Various Biodiesels, *Energy Sources*, Part B, Vol 1, pp. 379-394.
- Chigier, N. A.** (1976) The atomization and burning of fuel sprays, *Prog. Energy Combustion Sci.*, 2(2), pp. 97-114.
- Çanakçı, M.** (2006) Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition engine fueled with petroleum diesel fuels and biodiesel, *Bioresource Technology*, Vol. 98 pp. 1167–1175.
- Çanakçı, M. ve Önsezen, A. N.** (2005) Atık mutfak yağlarının alternatif dizel yakıtı olarak değerlendirilmesi, *G. Ü. Fen Bilimleri Dergisi*, 18(1), pp. 81-91.
- Çengel, Y. A. and Boles, M. A.** (1996) Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, 2nd. Edt., McGraw-Hill, Inc. ve Literatür Yayıncılık, pp. 215-250.
- Dincer, I.** (2000) Thermodynamics, exergy and environmental impact, *Energy Sources*, 22(8), pp. 723–732.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Erduranlı, P.** (1997) Enerji Santralına Ekserji Analizinin Uygulanması, Yüksek Mühendislik Tezi, ZKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Zonguldak, 85 s.
- Faeth, G. M.** (1977) Current status of droplet and liquid combustion, *Prog. Energy Combustion Sci.*, 3(4), pp. 191-224.
- Faeth, G. M.** (1987) Mixing transport and combustion in sprays, *Prog. Energy Combustion Sci.*, 13(4), pp. 293-345.
- Kanoğlu, M., Işık, S. K. and Abuşoğlu A.** (2005) Performance characteristics of a diesel engine power plant, *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, 1692-1702.
- Kotas, T. J.** (1987) The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, *Chemical Engineering and Processing*, 21(3), pp. 163.
- Law, C. K.** (1978) Theory of thermal ignition in fuel droplet burning, *Combustion and Flame*, 31(40), pp. 285-296.
- Marshall, W. R. Jr.** (1954) Atomization and spray drying, (New York: American Institute of Chemical Engineers).
- Moran, M. J. and Shapiro, H. N.** (2000) Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 2nd Edition, Wiley, New York.
- Puri I. K.** (1992) Second law analysis of convective droplet burning, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35(10), pp. 2571-2578.
- Primus, R. J. and Flynn, P. F.** (1985) The assessment of losses in diesel engines using second law analysis, *COMODIA 85*, JSME, Tokyo.
- Rakopoulos, C.D. and Giakoumis, E. G.** (2006) Second-law analyses applied to internal combustion engines operation, *Energy*, 31(12), pp. 1927-1942.
- Rakopoulos, C. D. and Giakoumis, E. G.** (1997) Simulation and exergy analysis of transient diesel-engine operation, *Energy*, 22(9), pp. 875-885.
- Rakopoulos, C. D. and Giakoumis E. G.** (2005) Second-law analyses applied to internal combustion engines operation, *Progress in Energy and Combustion Science*, 32(1), pp. 2-47.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Rakopoulos, C. D. and Kyritsis, D. C.** (2001) Comparative second-law analysis of internal combustion engine operation for methane, methanol, and dodecanefuels, *Energy*, Vol. 26, pp. 705-722.
- 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.
- Salman, S., Çınar, C., Topgül, T. ve Haşımoğlu, C.** (2002) Bir dizel motorunda egzoz gazları, soğutma suyu ve sürtünmeler yoluyla kaybedilen ısı enerjisinin belirlenmesi, *Politeknik Dergisi*, 5(3), pp. 233-236.
- Sirignano, W. A.** (1983) Fuel droplet vaporization and spray combustion theory, *Progress in Energy and Combustion Science*, 9(4), pp. 291-322.
- Som, S. K. and Dashe, S.K.** (1993) Thermodynamics of spray evaporation, *Journal of Physics D: Applied Physics*, 26(44), pp. 574-584.
- Som, S. K., Mitra, A. K. and Sengupta, S. P.** (1990) Second law analysis of spray evaporation, *J. Energy Resources Technol. Trans. ASME*, 122(112-130), pp. 130.
- Szargut, J., Morris, D. R. and Steward, F. R.** (1998) Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes, *Springer*, Berlin.
- Şahin, Y.** (1997) İçten yanmalı motorlarda supapların devire bağlı değişik açılarda açılıp kapanmasının performansa etkisi, Yüksek Lisans Tezi, ZKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Zonguldak, s.15-52.
- Şahin, Z.** (2006) Gaz-katı yakıtlı enerji santralinin ekserji verim artışının araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, ZKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Zonguldak, s.163.
- Taymaz, İ.** (2006) An experimental study of energy balance in low heat rejection diesel engine, *Energy*, 31(2-3), pp. 364-371.
- Usta, N.** (2005) An experimental study on performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with tobacco seed oil methyl ester, *Energy Conversion and Management*, 46(15-16), pp. 2373-2386.
- Usta, N.** (2005) Combustion of biodiesel fuel produced from hazelnut soapstock/waste sunflower oil mixture in a Diesel engine, *Energy Conversion and Management*, 46(5), pp. 741-755.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Usta, N.** (2005) Use of tobacco seed oil methyl ester in a turbocharged indirect injection diesel engine, *Biomass and Bioenergy*, 28(1), pp. 77-86.
- Van Gerpen, J. H. and Shapiro, H. N.** (1990) Second law analysis of diesel engine combustion, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 112(1), pp. 129–137.
- Yücesu, H. S., Altın, R. ve Çetinkaya, S.** (2001) Dizel motorlarında alternatif yakıt olarak bitkisel yağ kullanımının deneysel incelenmesi, *Turkish Journal of Engineering & Environmental Sciences*, 25(1), pp. 39-49.

ÖZGEÇMİŞ

1979 yılında Karabük'te doğdu; ilk ve orta öğrenimini Kastamonu'nun Araç ilçesinde tamamladı. 1997 yılında lise öğrenimini tamamladıktan sonra 1999 yılında ZKÜ Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği bölümüne başladı. 2003 yılında mezun olmasının ardından aynı yıl ZKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda yüksek lisans programına başladı. Halen Yüksek Lisans öğrenimini sürdürmektedir.

Adres : Yeni mahalle, Belediye Caddesi,
5/b, P.K.: 37800
Araç / Kastamonu

Tel : +90(366) 362 30 79

e-posta : yilbasi.z@hotmail.com