

**T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SU SOĞUTMALI BİR BENZİN MOTORUNDA  
SIKIŞTIRMA ORANI DEĞİŞİMİNİN BİRİNCİ VE  
İKİNCİ KANUNA GÖRE ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Yavuz ERBAŞ**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA EĞİTİMİ  
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Adnan PARLAK**

**Haziran 2006**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SU SOĞUTMALI BİR BENZİN MOTORUNDA  
SIKIŞTIRMA ORANI DEĞİŞİMİNİN BİRİNCİ VE  
İKİNCİ KANUNA GÖRE ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Yavuz ERBAŞ**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA EĞİTİMİ**

**Bu tez 21 / 06 /2006 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.**

**Doç. Dr. Adnan PARLAK  
Jüri Başkanı**

**Prof. Dr. İsmet ÇEVİK  
Üye**

**Yrd. Doç. Dr. İmdat TAYMAZ  
Üye**

## TEŞEKKÜR

Tezin hazırlanması aŐamasında bana her tŒrlŒ desteği veren danıŐman hocam sayın Doç. Dr. Adnan PARLAK 'a ve deneysel çalışmalarda bana çok bŒyŒk yardımları olan Araştırma gŒrevlisi sayın Vezir AYHAN 'a katkılarından dolayı teŐekkŒrŒ bir borç bilirim.

Ayrıca çalıŐmalarımı yaparken bana her konuda yardımcı olan eŐime ve okulumdaki tŒm Œęretmen arkadaşlarıma da teŐekkŒr ederim.

Haziran 2006

Yavuz ERBAŞ

# İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vii
TABLolar LİSTESİ.....	viii
ÖZET.....	x
SUMMARY.....	xi
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ.....	5
2.1. Enerji Kavramı.....	5
2.2. Ekserji Kavramı .....	6
2.2.1. Ekserji analizinin önemi.....	7
2.2.2. Ekserji analizinin uygulama sırası.....	8
2.2.3. Ekserjinin bileşenleri.....	8
2.2.4.1. Fiziksel ekserji .....	8
2.2.4.2. Kimyasal ekserji .....	9
2.2.5. Değişik enerji türlerinin ekserjileri.....	9
2.2.5.1. Işın ekserjisi .....	10
2.2.5.2. Isının ekserjisi.....	10
2.2.6. Ekserji kaybı.....	11
2.2.7. Ekserji verimi.....	11
2.3. Motorda Enerji ve Ekserji Analizi.....	12
2.3.1. Birinci kanun denklemi.....	13
2.3.2. İkinci kanun denklemi.....	14

2.3.3. Tersinmezlik Kaynakları.....	16
<b>BÖLÜM 3</b>	
<b>TERSİNMEZ OTTO ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ</b>	17
3.1. Çevrim Analizi.....	19
<b>BÖLÜM 4</b>	
<b>MATERYAL METOD</b>	31
4.1. Deney Düzeneği.....	31
4.1.1. Deney motoru.....	32
4.1.2. Deneyin yapılışı .....	32
4.2. Motora Enerji Analizinin Uygulanması.....	33
4.2.1. Yakıt enerjisi.....	33
4.2.2. Efektif güç.....	34
4.2.3. Soğutma suyu enerjisi.....	35
4.2.4. Sürtünme Gücü.....	36
4.2.5. Egzoz enerjisi.....	36
4.2.6. Çevreye ısı transferi enerjisi.....	40
4.3. Motora Ekserji Analizinin Uygulanması.....	41
4.3.1. Yakıt ekserjisi.....	41
4.3.2. Efektif güç ekserjisi.....	41
4.3.3. Soğutma suyu ekserjisi.....	42
4.3.4. Egzoz ekserjisi.....	43
4.3.5. Çevreye ısı transferi ekserjisi.....	45
<b>BÖLÜM 5.</b>	
<b>DENEYSEL SONUÇLAR.....</b>	46
5.1. Enerji Analizi Sonuçları.....	46
5.2. Ekserji Analizi Sonuçları.....	51
<b>BÖLÜM 6.</b>	
<b>SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....</b>	60
<b>KAYNAKLAR.....</b>	64
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	67

## SİMGELER ve KISALTMALAR

### Simgeler

b	:Özgül akış kullanılabilirliği (kJ/kg)
be	:Özgül yakıt sarfiyatı (kg/kwh)
$c_s$	:Soğutma suyu özgül ısısı (kJ/kg °C)
E	:Ekserji (kJ)
e	:Özgül ekserji (kJ/kg)
F	:Fren terazi kuvveti (N)
G	:Gibs fonksiyonu (kJ)
h	:Özgül entalpi (kJ/kg)
H	:Entalpi (kJ)
Hu	:Yakıtın alt ısı değeri (kJ/kg)
k	:Özgül ısılar oranı
$K_{SG}$	:Su gazı denge sabiti
L	:Moment kolu uzunluğu (m)
m	:Kütle (kg)
$M_d$	:Döndürme momenti (Nm)
$M_y$	:Yakıtın mol kütlesi (kg)
n	:Motor devri (dev/dak)
$\dot{n}_{egz}$	:Egzoz bileşenleri molar debisi (mol/s)
P	:Basınç (kpa)
Q	:Isı (kJ)
R	:Üniversal gaz sabiti (kJ/kmol.K)
$r_p$	:Isı girişi basınç artma oranı
$r_e$	:Genişleme oranı
S	:Entropi (kJ/K)
s	:Özgül entropi (kJ/kg.K)
T	:Sıcaklık (K)
U	:İç enerji (kJ)
u	:Özgül iç enerji (kJ/kg)
V	:Hacim (m <sup>3</sup> )
$W_s$	:Efektif güç (kJ)

$W_{\text{segz}}$	:Maksimum egzoz gücü (kJ)
$W_{\text{smax}}$	:Maksimum güç (kJ)
$x$	:Yüzdelerik mol kesri
$\varepsilon$	:Sıkıştırma oranı
$\omega$	:Açısal hız (rad/s)
$f_{me}$	:Ortalama sürtünme basıncı (Pa)
$I$	:Toplam tersinmezlik (kJ)
$\lambda$	:Hava fazlalık katsayısı
$\dot{m}$	:Kütleselel debi (kg/s)
$\eta$	:Verim
$\psi$	:Rasyonel verim
$\eta_{ci}$	:Sıkıştırma prosesi izantropik verimi
$\eta_{ei}$	:Genişleme prosesi izantropik verimi

### Kısaltmalar

a, h	:Hava
ç, out	:Çıkış
çev	:Çevre
egz	:Egzoz
f, y	:Yakıt
fiz	:Fiziksel
g, in	:Giriş
HFK	:Hava fazlalık katsayısı
i	:Özel durum
K	:Kayıp
KH	:Kontrol Hacmi
kim	:Kimyasal
MAX	:Tersinir
o	:Ölü durum
ort	:Ortalama
soğ	:Soğutma
sür	:Sürtünme
ÜRE	:Üretim
Y	:Yararlı

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Motor modelinin görünüşü.....	13
Şekil 3.1. Tersinmez bir otto çevriminin P-V ve T-S diyagramı.....	17
Şekil 3.2. Tersinmez Otto çevriminin 1.Kanun ve 2.Kanun verimlerinin sıkıştırma oranına bağlı olarak değişimi.....	28
Şekil 3.3. Tersinmez Otto çevriminde kayıp işin sıkıştırma oranına bağlı değişimi.....	29
Şekil 3.4. Tersinmez Otto çevriminde kayıp işin değişen sıkıştırma oranlarında 1. Kanun ve 2. Kanun verimine göre değişimi...	30
Şekil 4.1. Deneysel düzeneğin şematik görünüşü.....	31
Şekil 4.2. Deneysel motorun görünüşü.....	32
Şekil 5.1. 8,2 sıkıştırma oranı enerji dağılım grafiği.....	49
Şekil 5.2. 7,2 sıkıştırma oranı enerji dağılım grafiği.....	49
Şekil 5.3. 6,2 sıkıştırma oranı enerji dağılım grafiği.....	49
Şekil 5.4. 1.Kanuna göre farklı sıkıştırma oranlarında motordaki kayıpların değişimi.....	50
Şekil 5.5. 8,2 sıkıştırma oranı soğutma suyu, egzoz ve çevreye ısı transferi enerji ve ekserji değerlerinin karşılaştırılması.....	54
Şekil 5.6. 7,2 sıkıştırma oranı soğutma suyu, egzoz ve çevreye ısı transferi enerji ve ekserji değerlerinin karşılaştırılması.....	54
Şekil 5.7. 6,2 sıkıştırma oranı soğutma suyu, egzoz ve çevreye ısı transferi enerji ve ekserji değerlerinin karşılaştırılması.....	54
Şekil 5.8. 8,2 sıkıştırma oranı Efektif güç ve Egzoz gücünün karşılaştırılması.....	55
Şekil 5.9. 7,2 sıkıştırma oranı Efektif güç ve Egzoz gücünün karşılaştırılması.....	55
Şekil 5.10. 6,2 sıkıştırma oranı Efektif güç ve Egzoz gücünün karşılaştırılması.....	55
Şekil 5.11. 8,2 sıkıştırma oranı 1. ve 2. kanun veriminin karşılaştırılması...	56
Şekil 5.12. 7,2 sıkıştırma oranı 1. ve 2. kanun veriminin karşılaştırılması...	57
Şekil 5.13. 6,2 sıkıştırma oranı 1. ve 2. kanun veriminin karşılaştırılması...	57
Şekil 5.14. Farklı sıkıştırma oranında 1. kanun veriminin karşılaştırılması.	58
Şekil 5.15. Farklı sıkıştırma oranında 2. kanun veriminin karşılaştırılması.	58
Şekil 5.16. Farklı sıkıştırma oranlarında maksimum güç ile efektif gücün karşılaştırılması.....	59
Şekil 5.17 Farklı sıkıştırma oranlarında 2.Kanun maksimum gücünün değişimi.....	59



## TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1.	Enerji ve Ekserji kavramlarının karşılaştırılması	5
Tablo 4.1.	Deney motorunun teknik özellikleri.....	32
Tablo 4.2.	Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında yakıttan elde edilen enerji değerleri.....	34
Tablo 4.3.	Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında efektif güç	35
Tablo 4.4.	Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında soğutma suyu enerjisi değerleri.....	35
Tablo 4.5.	Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında sürtünme gücü	36
Tablo 4.6.	Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında egzoz enerji değerleri.....	39
Tablo 4.7.	Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında çevreye verilen enerji değerleri.....	40
Tablo 4.14.	Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında yakıt ekserjisi değerleri.....	41
Tablo 4.15.	Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında efektif güç ekserji değerleri.....	42
Tablo 4.16.	Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında soğutma suyu ekserji değerleri.....	42
Tablo 4.17.	Çevre tanımı.....	43
Tablo 4.18.	Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında egzoz gazları ekserji değerleri.....	44
Tablo 4.19.	Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında egzoz verimi...	45
Tablo 4.20.	Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında çevreye ısı transferi ekserji değerleri.....	45
Tablo 5.1.	8,2 sıkıştırma oranında tüm enerji değerleri.....	47
Tablo 5.2.	7,2 sıkıştırma oranında tüm enerji değerleri.....	47
Tablo 5.3.	6,2 sıkıştırma oranında tüm enerji değerleri.....	47
Tablo 5.4.	8,2 sıkıştırma oranında yakıt enerjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak diğer enerji değerleri.....	48
Tablo 5.5.	7,2 sıkıştırma oranında yakıt enerjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak diğer enerji değerleri.....	48
Tablo 5.6.	6,2 sıkıştırma oranında yakıt enerjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak diğer enerji değerleri.....	48
Tablo 5.7.	8,2 sıkıştırma oranında tüm ekserji değerleri.....	52
Tablo 5.8.	7,2 sıkıştırma oranında tüm ekserji değerleri.....	52

Tablo 5.9.	6,2 sıkıştırma oranında tüm ekserji değerleri.....	52
Tablo 5.10.	8,2 sıkıştırma oranında yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak diğer ekserji değerleri.....	53
Tablo 5.11.	7,2 sıkıştırma oranında yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak diğer ekserji değerleri.....	53
Tablo 5.12.	6,2 sıkıştırma oranında yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak diğer ekserji değerleri.....	53

## ÖZET

Anahtar Kelimeler: Enerji Analizi, Ekserji Analizi, İzentropik Verim, Sıkıştırma Oranı, Tersinir İş, Kayıp İş.

Bu çalışmada, tek silindirli, su soğutmalı ve sıkıştırma oranı değiştirilebilen bir benzin motorunda farklı sıkıştırma oranlarında termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre analiz yapılarak, motordaki egzoz gazlarıyla, soğutma suyuyla, ısı transferi ve sürtünmelerle kayıp enerjileri, kayıp enerjilerin kullanılabilirliği ve motor milinden alınan faydalı gücün tespit edilerek en uygun çalışma şartlarının belirlenmesi amaçlanmıştır.

İçten yanmalı motorlarda 1. ve 2. kanun analizi çalışmaları Bölüm 1’de belirtilmiştir. Bölüm 2’de, Bir motor modelinde enerji ve ekserji dengesi kurularak faydalı güç, motordan alınacak maksimum güç ve kayıp güç belirlenmiştir. Bölüm 3’de Tersinmez bir otto çevriminin termodinamik analizi yapılarak tersinir iş, kayıp iş ve yararlı iş değerleri çevrimin tüm noktalarında belirlenerek 1. kanun ve 2. kanun verim denklemleri kurulmuştur. Buradaki amaç teorik bir çevrimde sıkıştırma oranı değişiminin kayıp gücü nasıl etkilediğini belirlemektir. Bölüm 4’de ise motor üzerinden alınan çalışma verilerinin enerji ve ekserji analizi yapılarak, tüm çalışma aralıklarında enerji ve ekserji değerleri belirlenmiştir. Bölüm 5’de ise enerji ve ekserji sonuçları tablolar ve grafikler şeklinde sunulularak karşılaştırmaları yapılmıştır.

Çalışmada, sıkıştırma oranının artırılması kayıpları azaltmakta, efektif güç değerlerini ise artırmaktadır. 1. kanun ve 2. kanun verimlerinin hesaplanması sonucu, kayıpların en az olduğu çalışma aralığının 8,2 sıkıştırma oranı ve 1600 dev/dak olduğu tespit edilmiştir. Egzoz veriminin sıkıştırma oranı azaldıkça arttığı belirlenmiştir. Soğutma ve ısı transferi gibi enerjilerin kullanılabilirliğinin çok düşük olduğu, egzoz kullanılabilirliğinin ise çok yüksek olduğu sonuçlarına varılmıştır.

# **DETERMINATION OF ENERGY AND EXERGY BALANCES OF A WATER COOLED SPARK IGNITION ENGINE IN THE CASE OF VARYING COMPRESSION RATIOS**

## **SUMMARY**

**Key words:** Energy Analysis, Exergy Analysis, Isentropic Efficiency, Compression Ratio, Reversible Work, Lost Work.

In this study, The First and the Second Laws analysis were performed in a single cylinder water cooled spark ignition engine. The effects of compression ratio on energy and exergy balances were found and the comparative results were given in the forms of tables and figures.

The studies of First and Second Law analysis in internal combustion engines are defined section 1. At section 2, useful power, maximum extractable power and the sources of irreversibility are derived by energy and exergy balance in the engine model.

In section 3, An irreversible Otto cycle analysis were performed depending on compression ratios for various isentropic efficiencies. First and Second Laws efficiency equations were derived by specifying reversible work and useful work valves at all points of cycle after indicating thermodynamic analysis of an irreversible Otto cycle. The first and second law efficiency, maximum extractable power and use fuel work equations of the cycle were found analytically. In addition the lost power of the cycle were found depending on compression ratio and isentropic efficiency. In section 4, the values of energy and exergy during all study intervals are calculated by doing analysis of energy and exergy, of experimental data taken from engine.

In the study, reducing compression ratio increases lost as a result of calculating First Law and Second Law efficiency, lost power reaches the minimum when the compression ratio is fixed at and 1600 rpm. maximum extractable power of the engine increases when the engine speeds increases. Exhaust efficiency increases as compression ratio decreases. The energy availability of cooling and heat transfer is very low. The exhaust availability is very high.

## BÖLÜM 1. GİRİŞ

19. yüzyılda bilim adamları ısı enerjisiyle çalışan makinelerde enerji alışverişinin matematiksel esaslarını ortaya koymak için yaptıkları çalışmalarda, enerjinin değişik formları arasında bir bağlantı olduğunu, birbirlerine dönüşebildiklerini, ortaya koymuşlardır. Yalnız enerji dönüşümleri sırasında bazı düzensizliklerin olduğunu, enerji bir formdan diğeri bir forma dönüşürken bir kısmının dönüşmediğini tespit etmişlerdir.

Termodinamiğin birinci kanununa göre; evrendeki toplam enerji miktarı sabittir. Enerji yok edilemez yoktan da var edilemez. Fakat enerji değişik formlarda bulunabilir. Birinci kanuna göre bir enerji biçimi, diğeri tamamen dönüşebilir.

Termodinamiğin ikinci kanununa göre; tüm enerji dönüşüm süreçleri tersinmezdir. Bir enerji formu hiçbir zaman tümüyle diğeri bir enerji formuna dönüşemez. Burada dönüşmeyen enerjinin yok olduğu anlamı çıkarılmamalıdır. Çünkü birinci kanuna göre enerji yok edilemez. Bu dönüşmemenin diğeri bir anlamı dönüşecek enerji biçiminin bir kısmının iş üretme yeteneğinin olmayışıdır.

Enerjinin iş üreten ve dönüşmeyen kısmının termal (ısı) makineler de tespit edilmesi makinelerin verimlerinin artırılması ve optimizasyonu adına büyük önem kazanmaktadır. Burada enerjinin iş üreten kısmı, kullanılabilirlik akışı veya ekserji, iş üretemeyen kısmı ise tersinmezlik veya ekserji kaybıdır.

İçten yanmalı motorlarda termodinamik esaslara göre çalışan termal makineler olduklarından, yakıttan elde edilen ısı enerjisinin mekanik enerjiye (faydalı güç) dönüşümü sırasında önemli kayıplar olmaktadır. Yapılan çalışmalar, motorlardaki enerji kayıplarının belirlenmesi (1.Kanun) ve kayıp enerjilerin iş üretme

kabiliyetlerinin (2.Kanun) tespiti üzerine olmaktadır. İçten yanmalı motorlardaki kayıpların değişik çalışma şartları altında termodinamiğin birinci kanununa ve ikinci kanununa göre tespit edilmesi motorların geliştirilmesi ve optimizasyonu adına büyük önem kazanmaktadır.

Yaptığımız bu çalışmada; su soğutmalı, tek silindirli bir benzin motorunda üç farklı sıkıştırma oranında ve değişik devirlerde 1.Kanun (enerji) ve 2.Kanun (ekserji) metotlarını kullanarak motordaki yakıttan elde edilen enerjinin; egzoz gazlarıyla, soğutma suyuyla, ısı transferi ve sürtünmelerle ne kadarının kaybolduğu, kayıp enerjilerin kullanılabilirliğinin (iş üretme kabiliyetlerinin) belirlenmesi ve motor milinden alınan faydalı gücün tespit edilerek en uygun çalışma şartlarının belirlenmesi amaçlanmıştır.

İçten yanmalı motorlarda termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu kullanılarak birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalarda genellikle yakıtın yanmasıyla oluşan enerjinin kullanılabilirliği ve egzoz gazlarıyla, soğutma suyuyla, yağlama yağıyla, ısı transferiyle ve sürtünmeyle oluşan enerji ve ekserji kayıplarını, enerji ve ekserji dengesi kurarak hesaplamışlardır.

Traupel 1957 yılında biri normal emmeli diğeri turboşarızlı iki dizel makineyi karşılaştırdığı araştırma bu konuda yapılmış en eski çalışmalardan biri olarak kabul edilebilir. Traupel, yanma prosesinin yakıt kullanılabilirliğinin normal emmelide %22,5 turboşarızlı makinede ise %21,9'unu yok ettiğini ortaya koymuştur[1].

Patterson ve Van Wylen 1964 yılında benzinli motorlarda entropi değerlerinin hesaplandığı bir çevrim modeli oluşturmuşlardır. Yanma sırasında oluşan maksimum kullanılabilirliğin; 1/3 ünün egzoz gazlarına, 1/3 ünün soğutma ve diğer kayıplara, 1/3 ünün ise faydalı güç olarak motor milinden alındığını belirtmişlerdir[2].

Flynn ve arkadaşları 1984 yılında turboşarızlı, altı silindirli bir dizel makine üzerinde uyguladıkları ikinci kanun analizi bu konuda yapılmış en detaylı çalışmalardan biridir. Standart bir çevrim simülasyonu kullanılarak yapılan çalışmada silindir bazında yakıt kullanılabilirliğinin %26'sının yok edildiği, %10'unun ısı olarak

transfer edildiği, %18'inin egzoz yoluyla atıldığı ifade edilmiştir. Yaptıkları başka bir çalışmalarında ise, silindir cidarlarının kaplanmasının tersinmezlik üzerine etkilerini belirlemek üzere yaptıkları teorik çalışmada, silindir içerisindeki gazlardan açığa çıkan ısının kullanılabilirlik kaybının, kaplamalı halde daha dşk olduğunu ifade etmişlerdir[3].

Alkidas deneysel olarak yaptığı çalışmalarda bir dizel motorunda farklı çalışma durumlarında toplam enerji ve ekserji dengesini kurarak faydalı güce, egzoz gazlarına, soğutma suyuna, yağlama yağına ve ısı transferine giden enerji ve ekserji kayıplarını hesaplamıştır[4].

Primus turboşarzlı bir dizel motorunda egzoz sisteminin ikinci kanun analizini yapmıştır. Egzoz gazları ile meydana gelen ekserji kayıplarını karakterize ederek hesaplamalar yapmıştır[5].

Kumar ve ark. yaptıkları çalışmalarda dizel motor çevriminin simülasyon modelini ve toplam kullanılabilirlik dengesini kurarak, motordaki toplam ekserji kayıplarının ve tersinmezliklerinin dağılımını hesaplamışlardır[6].

Kopa ve Köktürk yaptıkları çalışmada bir benzin motorunda farklı devirlerde motordaki enerji ve ekserji kayıplarını hesaplayarak en uygun çalışma devrinin 2580 d/dak olduğunu belirlemişlerdir[7].

Shapiro ve ark. motorlarda standart çevrim modeli ile ikinci kanun analizi yapmışlardır. Diğer çalışmalardan farklı olarak yakıtın yanması sonucu oluşan kimyasal komponentlerin ikinci kanun analizlerini yapmışlardır[8].

Caton bir çevrim simülasyonu oluşturarak benzinli bir motorda termodinamiğin ikinci kanununu kullanarak efektif güç, enerji, ekserji değerlerini hesaplamıştır. alışmasının sonucunda silindir içerisinde yanma ile oluşan kullanılabilirliğin %31,5'u ısı transferiyle, %28,1'i ise egzoz gazlarıyla kaybolduğunu tespit etmiştir[9].

Alasfour 1997 yılında tek silindirli, yakıt enjeksiyonlu, benzinli bir motorda yaptığı çalışmada %30 benzin-bütan karışımını kullanarak yaptığı deneylerde sonuçların çok şaşırtıcı olduğunu belirlemiştir. 1. ve 2. kanun veriminin benzinle çalışmaya göre çok arttığını tespit etmiştir[10].

Rakopoulos ve ark. yaptıkları bir çok çalışmalarında dizel ve benzinli motorlarda enerji ve ekserji analizi yapmışlardır[11]. Diğer bir çalışmalarında ise farklı alternatif yakıtların dizel motorda kullanılmasının ekserji analizini yapmışlardır[12]. Ayrıca içten yanmalı motorlar üzerine yapılan tüm termodinamik çalışmaları araştırdıkları bir literatür araştırması çalışmaları da mevcuttur[13].

Parlak ve ark. yaptıkları çalışmalarda standart ve düşük ısı kayıplı bir dizel motorunda, enerji ve ekserji dengesi kurarak, tersinmezlik kaynaklarını ve toplam kayıpları belirlemişlerdir. Yanmadan kaynaklanan tersinmezliklerin her iki motorda fazla değişmediğini, ısı transferinden kaynaklanan tersinmezliklerin standart motora göre düşük ısı kayıplı motorda önemli ölçüde azaldığını, yalnız bu azalmanın efektif güçte fazla bir artışa sebep olmadığı, buna karşılık egzoz gazlarının kullanılabilir enerjisinde önemli bir artışın olduğunu tespit etmişlerdir[14].



## BÖLÜM 2. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Termodinamiğin temeli 1. ve 2. kanunla ifade edilmiştir. Birinci kanun enerji dönüşümü olarak tanımlanırken, ikinci kanun enerjinin niteliği olarak tanımlanmaktadır. Enerji bir proseste daima korunabilirken, ekserji ise daima tersinir proseslerde korunabilmekte, tersinmez yada gerçek proseslerde ise tersinmezlikler nedeniyle tüketilmektedir[15].

Tablo 2.1 Enerji ve Ekserji kavramlarının karşılaştırılması

Enerji	Ekserji
Sadece madde yada enerji akış parametrelerine bağlıdır. Çevresel parametrelere bağlı değildir.	Madde yada enerji akışı parametrelerine bağlıdır. Çevresel parametrelere de bağlıdır.
Sıfırdan farklı değerleri vardır.	Sıfıra eşittir (ölü durumda)
Tüm prosesler için termodinamiğin 1.kanunuyla gösterilir.	Sadece tersinir prosesler için termodinamiğin 1.kanunuyla gösterilir.
Tüm prosesler için termodinamiğin 2. kanunuyla sınırlıdır (tersinir olanlar dahil).	Tüm prosesler için termodinamiğin 2. kanunuyla sınırlı değildir.
Hareket yada hareketi üretme kabiliyetidir.	İş yada iş üretme kabiliyetidir.
Bir proseste her zaman korunur ne vardan yok olur nede yoktan var edilir.	Tersinir proseslerde her zaman korunur, tersinmez proseslerde her zaman tüketilir.
Miktarın (niceliğin) bir ölçüsüdür.	Niceliğin ve entropi nedeniyle niteliğin (kalitenin) bir ölçüsüdür.

### 2.1. Enerji Kavramı

Herhangi bir sistemin iş yada iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanan enerji, bir proses boyunca daima korunmaktadır. Bir başka anlatımı ise sistemle çevresinin etkileşimi sırasında, sistem tarafından kazanılan enerji, çevresi tarafından kaybedilen enerjiye, eşit olmak zorundadır[16].

Termodinamiğin birinci kanunu olarak da adlandırılan enerji korunumu veya enerji analizi, değişik enerji şekilleri arasındaki ilişkileri ve genel olarak enerji etkileşimlerini inceler.

Enerji kapalı bir sistemin sınırlarından birbirinden farklı iki biçimde, ısı veya iş olarak geçebilir. Sistemle çevre arasında sıcaklık farkından dolayı bir enerji etkileşimi oluyorsa buna ısı geçişi, sistemle çevre arasında sıcaklık farkının neden olmadığı enerji etkileşimi ise iş geçişi olarak tanımlanmaktadır[16].

Diğer enerji türlerine dönüşebilme özelliği enerjinin değer ölçüsü olarak alınır, çeşitli enerji türleri üç ayrı grupta toplanmaktadır.

1. Diğer enerji türlerine sınırsız veya tamamen dönüştürülebilen enerji (Potansiyel enerji, Kinetik enerji v.b.)
2. Diğer enerji türlerine sınırlı veya kısmen dönüştürülebilen enerji (İç enerji, Isı enerjisi v.b.)
3. Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi imkansız enerji (Çevrenin iç enerjisi v.b.)

## **2.2. Ekserji Kavramı**

Enerjinin bir başka enerjiye tamamen dönüşen kısmına ekserji denir. Ekserji kelimesi Yunanca ex (dış) ve ergon (kuvvet ve iş) kelimelerinden türetilmiştir. Ekserji, en kısa ifade ile, kullanılabilir enerji şeklinde tanımlanmaktadır. Ekserji aynı zamanda, verilmiş bir durumda bütün diğer enerji türlerine dönüştürülebilen enerji miktarının bir ölçüsü de olmaktadır. Ekserji, maksimum iş (düzenli hareket) yada iş üretebilme yeteneğidir. Daha net bir ifadeyle ekserji, verilen şartlardaki bir sistemin, çevresi ile aynı şartlara getirilmesi sonucu elde edilebilecek maksimum iş potansiyeli olarak tanımlanmıştır[17].

Herhangi bir enerji türünün ne kadarının işe yarayan enerji olduğunun belirlenmesi için ekserji şu şekilde tanımlanmıştır. Ekserji tersinir bir süreç sonucunda çevre ile denge sağlandığı taktirde, teorik olarak elde edilen maksimum iş miktarıdır[17].

Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi olanak dışı olan enerjiye kullanılmaz enerji, bağıl enerji yada anerji adı verilmektedir. Dolayısıyla bütün enerji türleri için en genel bir ifade aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji}$$

Termodinamiğin birinci kanununa göre termodinamik süreçlerde anerji ve ekserjinin toplamı sabit kalır. Termodinamiğin ikinci kanununa göre tersinir süreçlerde ekserji toplamı sabit kalır. Tersinmez süreçlerde ise ekserjinin bir kısmı veya tamamı anerjiye dönüşür. Ekserjinin hesaplanabilmesi için; Çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal kompozisyonunun belirlenmesi ve tersinir bir prosesin var olduğunun kanıtlanması gerekir.

Ekserjinin hesaplanabilmesi için, Çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal kompozisyonunun belirlenmesi, Tersinir bir prosesin var olduğunun kanıtlanması gerekir.

### **2.2.1. Ekserji analizinin önemi**

Günümüzde enerji kaynaklarının sınırlı olması ve enerji maliyetlerinin hızla artmasından dolayı termal sistemlerde enerji kayıplarının belirlenmesinde ekserji analizi büyük önem kazanmıştır. Ekserji analizi yapılırken kütle korunumu, enerjinin korunumu ve termodinamiğin ikinci kanunundan yararlanılmaktadır.

Ekserji analizi;

1. Enerji kaynakları kullanımının çevreye olan etkilerinin en iyi şekilde belirlenmesinde ana bir araçtır.
2. Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunum prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.
3. Sistemlerdeki kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklüklerini ortaya çıkaran etkin bir tekniktir.

4. Daha verimli enerji sistemlerinin tasarlanmasında, ve enerji politikalarının belirlenmesinde kullanılabilecek en önemli araçtır.
5. Sürdürülebilir gelişmenin elde edilmesinde anahtar bir bileşendir[15].

### 2.2.2. Ekserji analizinin uygulama sırası

1. Analizi yapılacak tüm prosesler için uygun ve eşit bir sistem sınırı tanımlanır.
2. Sistemin analizini yapmaya başlamadan bazı kabuller yapılır.
3. Sisteme giren ve çıkan tüm kütle, ısı ve iş akımları belirlenir.
4. Kütle, enerji ve ekserji denklemleri oluşturulur.
5. Sonuçların karşılaştırılacağı bir referans seçilerek toplam ekserji değerleri hesaplanır.
6. Hesaplanan ekserji değerlerine göre öneriler sunulur[18].

### 2.2.3. Ekserjinin bileşenleri

Akış halindeki bir maddenin ekserjisi termomekaniksel (potansiyel, kinetik, fiziksel) ve kimyasal olmak üzere ikiye ayrılır. Manyetik, nükleer ve yüzey gerilmesi ile ilgili ekserjiler ihmal edildiğinde bir sistemdeki toplam ekserji;

$$E_{TOP} = E_{kim} + E_{fz} + E_{kinetik} + E_{potansiyel} \quad (2.1)$$

şeklinde yazılır. Bir maddenin kinetik ve potansiyel ekserjisi düzenli birer enerji formu olduklarından tamamen işe dönüştürülebilirler. Bu durumda fiziksel ekserji ifadesi doğrudan termomekaniksel ekserji ifadesi olarak kullanılır.

#### 2.2.4.1. Fiziksel ekserji

Çevrenin  $P_0$  basıncında ve  $T_0$  sıcaklığında olduğu durumlarda,  $P$  basıncı ve  $T$  sıcaklığındaki sistemin termal etkileşim içeren, tersinir ve fiziksel prosesler ile başlangıç şartlarından çevre şartlarına getirildiği zaman elde edilebilen maksimum iş miktarına denir. Herhangi bir durumdaki sistemin çevre şartlarına gelmesiyle elde edilen fiziksel ekserjisi;

$$e_{fiz} = \{\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0) - T_0[\bar{s}(T) - \bar{s}(T_0)]\} \quad (2.2)$$

şeklinde yazılır. Bu değer aynı zamanda termomekaniksel ekserji ifadesi olarak da kullanılır.

#### 2.2.4.2. Kimyasal ekserji

Bir maddenin çevresiyle kimyasal denge haline geldiğinde ısı transferi ve madde alışverişi nedeniyle dolayı yaptığı maksimum iş olarak tanımlanır. Kimyasal ekserji, bir maddenin sadece çevre ile madde alışverişi ve ısı transferi içeren prosesler ile çevresel durumdan ölü duruma getirildiği zaman elde edilebilir. Başka bir ifadeyle kimyasal ekserji, (T, P) şartlarına sahip bir madde, (T<sub>0</sub>, P<sub>0</sub>) şartlarındaki çevrenin referans bileşenleri ile dengeye getirildiğinde elde edilen maksimum iş miktarına eşittir. Referans bileşenlerin kimyasal ekserjilerinin hesaplamaları için atmosferin referans durumlarını, standart basınçta maddelerden elde edilen iş, referans durumların kısmi basıncı olarak tanımlanmaktadır. Bu durum aşağıdaki formülle elde edilir.

$$\bar{e}_{kim} = x_i \bar{R} T_0 \ln \frac{x_i P}{x_{i0} P_0} \quad (2.3)$$

Burada p ve p<sub>0</sub> referans durumda maddelerin kısmi basıncıdır. Referans olmayan saf bileşenlerin kimyasal ekserjisi;

$$e_{kim} = -\Delta G_0 - \sum_i x_i^{in} e_{kim}^{in} + \sum_i x_i^{out} e_{kim}^{out} \quad (2.4)$$

bağıntısıyla hesaplanır.

#### 2.2.5. Değişik enerji türlerinin ekserjileri

İş ve ısı gibi değişik enerji türlerinin ekserjileri termodinamiğin 1. ve 2. kanunundan yararlanılarak hesaplanır.

### 2.2.5.1. İşin ekserjisi

İş bir sistemde sınır işi, mekanik iş ve elektrik işi olarak meydana gelmektedir. Bütün işlerin ekserjileri kendilerine eşittir.

$$E_w = W \quad (2.5)$$

yani işin kendisi %100 ekserjidir.

### 2.2.5.2. Isının ekserjisi

Tersinir ve kararlı haldeki bir sisteme termodinamiğin birinci ve ikinci kanununun uygulanması sonucunda ısı enerjisinden dolayı meydana gelen ısı ekserjisi değeri ortaya çıkar. Kararlı haldeki bir sistemde termodinamiğin birinci kanunu;

$$\Sigma m_{\dot{\zeta}} h_{\dot{\zeta}} - \Sigma m_g h_g + Q + Q_0 = W \quad (2.6)$$

olarak yazılır. Sisteme kütle giriş çıkışı olmadığından bu ifade;

$$Q = Q_0 + W \quad (2.7)$$

haline gelir. Kararlı haldeki bir sistemde termodinamiğin ikinci kanunu;

$$\Sigma m_{\dot{\zeta}} s_{\dot{\zeta}} - \Sigma m_g s_g + Q/T + Q_0/T_0 + S_{URE} = S_{sistem} \quad (2.8)$$

olarak yazılır. Sisteme kütle giriş çıkışı olmadığından ve sistem tersinir olduğundan bu ifade;

$$Q/T + Q_0/T_0 = 0 \quad (2.9)$$

haline gelir. Yukarıdaki termodinamiğin birinci ve ikinci kanununun sadeleştirilmiş ifadeleri birleştirilirse;

$$W = Q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (2.10)$$

elde edilir. Herhangi bir T sıcaklığındaki Q ısısının ekserjisi

$$E_Q = Q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (2.11)$$

olarak yazılır.

### 2.2.6. Ekserji kaybı

Ekserji kaybı, ekserjinin yok oluşu veya tersinmezlik olarak adlandırılmaktadır. Ekserji dengesi kurularak giren ve çıkan ekserji arasındaki farklılıklardan elde edilir.

$$I = \sum_{in} E_{in} - \sum_{out} E_{out} \quad (2.12)$$

Ekserji kayıplarını hesaplamamanın başka bir yolu ‘‘Gouy-Stodola’’ tarafından yapılmıştır. Burada, entropi artışları çevresel sıcaklık tarafından katsayılandırılarak hesaplanır.

$$I = T_0 \left( \sum_{out} S_j - \sum_{in} S_i \right) = T_0 S \quad (2.13)$$

### 2.2.7. Ekserji verimi

Ekserji verimi üç farklı şekilde hesaplanır. Ekserji veriminin temel biçimi basit verimliliklidir. Bu verimliliğin temel formülü, giren ve çıkan akışkanların ekserji dengesinin kurulmasıdır.

$$E_g = E_\zeta + I \quad (2.14)$$

Basit verimlilik toplam çıkan ekserjinin, toplam giren ekserjiye oranıdır.

$$\eta = \frac{E_c}{E_g} \quad (2.15)$$

Ekserji veriminin ikincisi rasyonel verimlilik olarak tanımlanır. İstenilen (arzu edilen) ekserji çıkışının kullanılan ekserjiye oranıdır[19].

$$\psi = \frac{E_{kay}}{E_{kul}} = \frac{E_{kul} - I}{E_{kul}} = 1 - \frac{I}{E_{kul}} \quad (2.16)$$

Ekserji veriminin üçüncüsü ise toplam çıkan ekserji akışının ekserjinin dönüştürülmeyen parçalarından çıkarılmasının, toplam giren ekserji akışının ekserjinin dönüştürülmeyen parçalarından çıkarılmasına oranıdır.

### 2.3. Motorda Enerji ve Ekserji Analizi

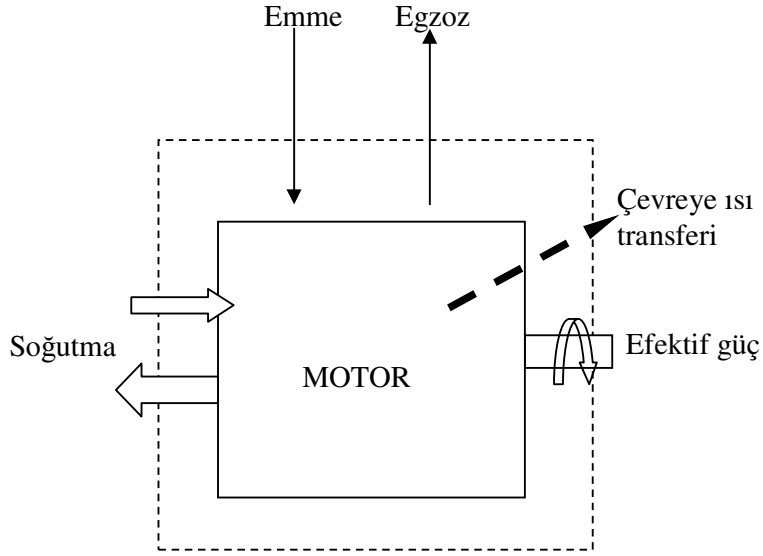
Motorda yapılacak enerji ve ekserji analizinde benzin motoru açık sistem olarak ele alınarak bir matematik model oluşturulmuştur. Modelde enerji ve ekserji dengesi kurmadan önce bazı kabuller yapılmıştır.

1. Yanma işlemine giren tüm bileşenlerin ideal gaz olduğu,
2. Analizde kullanılan yakıtın  $C_8H_{18}$  (izo oktan) ve alt ısıl değeri 43400 kJ/kg olduğu,
3. Yanma işleminin sabit basınçta gerçekleştiği ve yanma ürünlerinin kimyasal dengede olduğu,
4. Tersinmezliklerin hesaplanabilmesi için sistemin adyabatik olarak kabul edildiği,
5. Yağlama yağına giden kayıpların ısı transferi ile çevreye giden kayıplar içerisinde gösterildiği,
6. Çevre, standart çevre koşulları olarak ve çevre sıcaklığının  $25^{\circ}C$  olduğu kabulleri yapılmıştır.

Analizde ele alınacak benzin motoru termodinamik bir açık sistem (kontrol hacmi) olarak Şekil 2.1 'de görülmektedir. Bu sistemde hava ve yakıt karışımının emme



kanalı ile sisteme girdiği ve burada reaksiyona girerek bir ( $\dot{W}_S$ ) efektif güç elde edildiği, daha sonra yanma sonu ürünlerinin egzoz gazları olarak atmosfere atıldığı kabul edilmektedir.



Şekil 2.1 Motor modelinin görünüşü.

### 2.3.1. Birinci kanun denklemi

Şekil 2.1’de görülen motor modeline göre termodinamiğin birinci kanun denklemini yazarsak;

$$\dot{W}_S = \dot{m}_f \cdot Hu + \dot{Q}_{soğ} + \dot{Q}_{çev} - \dot{E}_{egz} - \dot{W}_{sür} \quad (2.17)$$

Burada;  $\dot{W}_S$  Motor milinden alınan efektif güç,  $\dot{m}_f \cdot Hu$  Yakıtın kütleli debisinin alt ısı değeri ile çarpılması sonucu oluşan yakıt enerjisi,  $\dot{Q}_{soğ}$  Soğutma suyu ısı enerjisi,  $\dot{E}_{egz}$  Egzoz gazlarının ısı enerjisi,  $\dot{Q}_{çev}$  Isı transferi ile çevreye verilen ısı enerjisi,  $\dot{W}_{sür}$  Motordaki ortalama fren basıncından kaynaklanan fren (sürtünme) gücü, olarak tanımlanırlar.

Ayrıca faydalı gücün yakıttan elde edilen enerjiye oranı birinci kanun verimi olarak tanımlanır. 1. Kanun verimi ifadesi;

$$\eta_l = \frac{\dot{W}_s}{\dot{m}_f \cdot Hu} \quad (2.18)$$

şeklinde yazılır.

### 2.3.1. İkinci kanun denklemi

Şekil 2.1’de görülen modele göre motordaki ikinci kanun denklemi;

$$\dot{W}_{s \max} = \dot{m}_a \cdot b_a + \dot{m}_f \cdot b_f + \dot{m}_i (b_{i,g} - b_{i,\zeta}) - \dot{m}_{egz} \cdot b_{egz} \quad (2.19)$$

şeklinde yazılır. Burada b ile gösterilen değer kararlı bir akış için kullanılabilirlik akışıdır. Kullanılabilirlik akışı;

$$b_i = (h_i - h_{i0}) - T_0 (s_i - s_{i0}) \quad (2.20)$$

denklemi ile hesaplanır. Sisteme giren ve çıkan soğutma suyu ve çevreye ısı transferinden kaynaklanan kullanılabilirlik akışı;

$$\dot{m}_i (b_{i,g} - b_{i,\zeta}) = \dot{Q}_{soğ} \left( 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{ort}} \right) \quad (2.21)$$

$$\dot{m}_i (b_{i,g} - b_{i,\zeta}) = \dot{Q}_{cev} \left( 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{ort}} \right) \quad (2.22)$$

şeklinde ifade edilir. Burada  $\bar{T}_{ort}$  sisteme giren ve çıkan sıcaklık değerlerinin ortalaması olarak yazılır.

$$\bar{T}_{ort} = \frac{(T_g + T_\xi)}{2} \quad (2.23)$$

Bulunan denklemler ikinci kanun ifadesinde yerine yazılırsa;

$$\dot{W}_{s \max} = \dot{m}_a \cdot b_a + \dot{m}_f \cdot b_f - (\dot{m}_a + \dot{m}_f) b_{egz} + \dot{Q}_{soğ} \left( 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{ort}} \right) + \dot{Q}_{sev} \left( 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{ort}} \right) \quad (2.24)$$

denklemini yazılır. Burada maksimum iş birinci kanunla hesaplanan faydalı iş ile sistemin kullanılabilirlik kayıplarının (tersinmezliklerin) toplamıdır.

$$\dot{W}_{s \max} = \dot{W}_s + T_0 \dot{S}_p \quad (2.25)$$

Burada  $\dot{S}_p$  sistem içindeki tersinmezliklerden kaynaklanan entropi artışını ifade etmektedir. Denklem incelendiğinde maksimum gücün, sistem tersinir olduğunda entropi artışının sıfır olmasından dolayı mevcut şartlar içinde motorun efektif gücünün ulaşabileceği maksimum güç olarak ifade edilir.

Motor milinden alınan faydalı gücün, motorun ulaşabileceği maksimum güce oranı ikinci kanun verimi olarak tanımlanır. Burada ikinci kanun verimi ifadesi;

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{s \max}} = 1 - \frac{\dot{W}_K}{\dot{W}_{s \max}} \quad (2.26)$$

şeklinde yazılır. Kayıp iş;

$$\dot{W}_K = \dot{W}_{s \max} - \dot{W}_s = T_0 \dot{S}_p \quad (2.27)$$

sistemin tersinmezliğine eşittir. Tersinmezlik arttıkça kayıp güç de artmaktadır. Kayıp gücün, seçilen standart çevre sıcaklığı  $T_0$  ile doğrudan bağlantılı olduğu açık

bir şekilde görülmektedir. Egzoz gazlarının kullanılabilirlik akışından dolayı ortaya çıkan maksimum iş;

$$\dot{W}_{egz,max} = \dot{m}_{egz} \cdot b_{egz} \quad (2.28)$$

şeklinde yazılır. Egzoz verimi aşağıdaki ifade ile hesaplanır.

$$\eta_{egz} = \frac{\dot{W}_{egz,max}}{\dot{E}_{egz}} \quad (2.29)$$

Burada verim değeri Alkidas'a göre ortalama %50 civarında olmalıdır[20].

### 2.3.3. Tersinmezlik kaynakları

Tersinmezliklerden kaynaklanan entropi üretimi;

$$S_p = \sum \dot{m}_\xi s_\xi - \sum \dot{m}_g s_g + \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \quad (2.30)$$

şeklinde yazılır. Bir motorda meydana gelen toplam tersinmezlik, kayıp güç olarak tanımlanabileceği gibi motorun kullanılabilirlik kaybı olarak da ifade edilebilir.

Tersinmezliklerin toplamı;

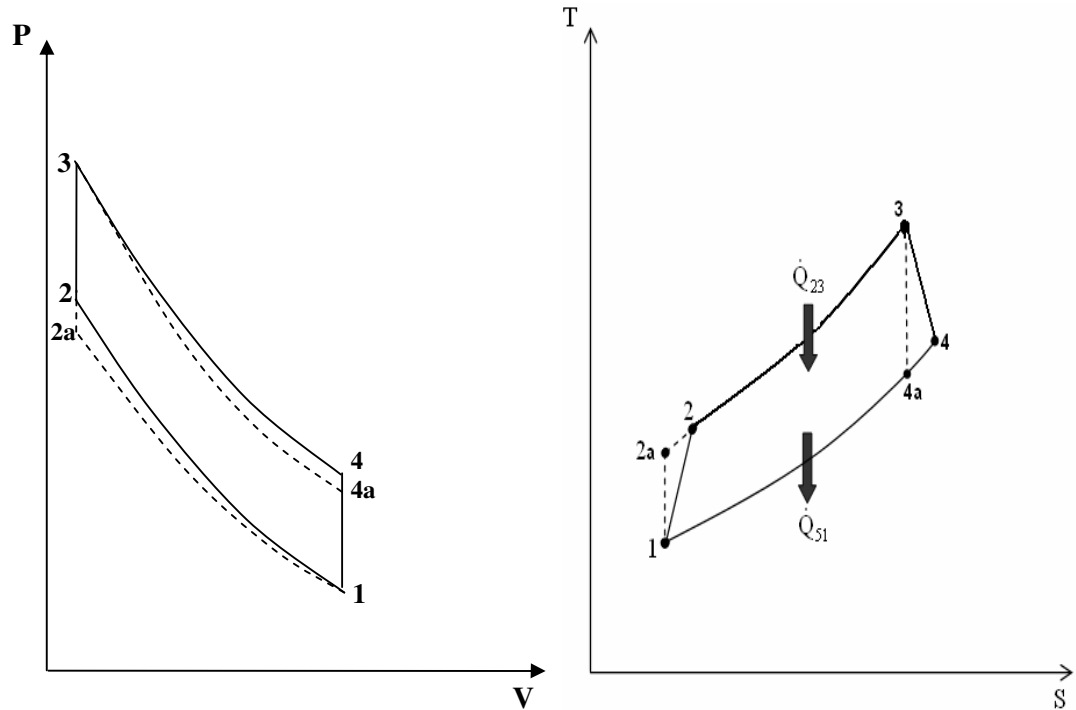
$$I = T_o \dot{S}_p = T_o (\dot{m}_{ex} s_{ex} - \dot{m}_a s_a - \dot{m}_f s_f) + \dot{Q}_{soğ} \frac{T_o}{\bar{T}_{ort}} + \dot{Q}_{çev} \frac{T_o}{\bar{T}_{ort}} \quad (2.31)$$

şeklinde yazılır. Burada birinci terim iç tersinmezlikleri, ikinci ve üçüncü terim ise sistem sınırından ısı transferi ile meydana gelen tersinmezlikleri ifade etmektedir. İç tersinmezlik kaynakları olarak; sonlu sıcaklık farklarında ısı transferi, türbülans, karışma ve yanma işlemleri sayılabilir. Bunların içerisinde yanma en önemli tersinmezlik kaynağıdır. Alkidas, hava ile yakıtın karışmasından kaynaklanan tersinmezliğin toplam tersinmezliklerin %3'ünden daha az olduğunu vurgulamaktadır[20].

### BÖLÜM 3. TERSİNMEZ OTTO ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Gerçek motorlardaki ideal olmayan prosesler, ideal hava standartlarındaki Otto çevriminden çok farklıdır. İdeal Otto çevrimine sahip motorlarda tüm ısı transferinin sabit hacimde gerçekleştiği kabul edilir.

Otto çevriminde yanma prosesi, pistonun üst ölü noktada olduğu anda (minimum hacim) anlık olarak gerçekleşmez, genişleme boyunca devam eder. Bu nedenle daha iyi bir yaklaşımla ısı transferinin hem sabit hacim prosesinde, hem de basıncın neredeyse sabit olduğu genişleme prosesinin bir kısmında gerçekleştiği düşünülebilir[21].



Şekil 3.1 Tersinmez bir otto çevriminin P-V ve T-S diyagramı

Bu kısımda, Otto çevrimi için maksimum iş, maksimum faydalı iş, kayıp iş, birinci kanun verimi ve ikinci kanun verim ifadeleri çıkarılmıştır. Sıkıştırma ve genişleme prosesleri esnasındaki sürtünme gibi tersinmezlikler iki izantropik verim bağıntısıyla ifade edilmiştir. Elde edilen bağıntılar sıkıştırma oranı değişimine bağlı olarak grafikler halinde verilerek değerlendirilmiştir. Tersinmez bir Karma çevrimin P-V ve T-S diyagramı Şekil 3.1' de görülmektedir.

Diyagramda, 1-2a prosesi izentropik sıkıştırmayı (tersinir adyabatik) gösterirken, 1-2 prosesi tersinmez adyabatik (iç tersinmez) sıkıştırmayı göstermektedir. Isı ilavesi iki aşamada olmaktadır. 2-3 prosesi sabit hacimde ısı ilavesini göstermektedir. 3-4a prosesi izentropik genişlemeyi (tersinir adyabatik) gösterirken, 3-4 tersinmez (iç tersinmez) genişlemeyi göstermektedir. 4-1 prosesinde ise sabit hacimde çevreye ısı atılarak çevrim tamamlanmaktadır. Çevrimin kritik noktadaki sıcaklık değerleri aşağıdaki bağıntılarla hesaplanır.

$$T_1 \quad (3.1)$$

$$T_{2a} = T_1 \cdot \epsilon^{k-1} \quad (3.2)$$

$$T_2 = T_1 \left( 1 + \frac{\epsilon^{k-1} - 1}{\eta_{ci}} \right) \quad (3.3)$$

$$T_3 = r_p \cdot T_2 \quad (3.4)$$

$$T_{4a} = T_3 \left( \frac{1}{\epsilon} \right)^{k-1} \quad (3.5)$$

$$T_4 = T_3 \left( 1 - \eta_{ei} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \right) \right) \quad (\text{Otto çevriminde } \epsilon = r_c \text{ olduğu hatırlanmalıdır.}) \quad (3.6)$$

Yukarıdaki bağıntılarda kullanılan çevrim parametreleri aşağıdaki gibidir.

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (3.7)$$

$$r_e = \frac{V_4}{V_3} \quad (3.8)$$

$$r_p = \frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (3.9)$$

Burada sırasıyla  $\varepsilon$  sıkıştırma oranını,  $r_e$  genişleme oranını,  $r_p$  ısı girişine ait basınç artma oranını,  $\eta_{ci}$  sıkıştırma prosesi izantropik verimini ve  $\eta_{ei}$  genişleme prosesi izantropik verimini ifade etmektedir.

### 3.1. Çevrim Analizi

Otto çevrimine göre çalışan bir motor için kapalı sistem çözümlemesi göz önüne alınarak birinci kanun ve ikinci kanun denklemleri yazılır. Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilmiş birinci kanun ifadesi;

$$dU_{KH} = dQ_{KH} - dW_{KH} \quad (3.10)$$

İkinci kanun ifadesi;

$$\frac{dQ_R}{T_R} + dS_{KH} = S_{\dot{U}RE} \quad (3.11)$$

yukarıdaki ifadenin her iki tarafını  $T_0$  ile çarparsak aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\frac{T_0}{T_R} dQ_R + T_0 dS_{KH} = T_0 S_{\dot{U}RE} \quad (3.12)$$

Birinci ve ikinci kanun ifadeleri birleştirilirse;

$$dU_{KH} + T_0 S_{\dot{U}RE} = dQ_{KH} + \frac{T_0}{T_R} dQ_R - dW_{KH} + T_0 dS_{KH} \quad (3.13)$$

Kapalı hacme giren çıkan ısılar arasında  $dQ_R = -dQ_{KH}$  eşitliği dikkate alınarak denklem (3.13) yeniden düzenlenerek;

$$dW_{KH} = dQ_{KH} - \frac{T_0}{T_R} dQ_{KH} - dU_{KH} + T_0 dS_{KH} - T_0 S_{\dot{U}RE} \quad (3.14)$$

$$dW_{KH} = \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) dQ_{KH} - (dU_{KH} - T_0 dS_{KH}) - T_0 S_{\dot{U}RE} \quad (3.15)$$

elde edilir. Böylelikle “1” ve “2” noktaları arasında gerçekleşen bir hal değişimi için gerçek iş;

$$W_{GER} = [(U_1 - T_0 S_1) - (U_2 - T_0 S_2)]_{GER} + \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) Q_{R,GER} - T_0 S_{\dot{U}RE} \quad (3.16)$$

yararlı iş;

$$W_Y = W_{GER} - W_{\dot{C}EVRE} = W_{GER} - P_0 (V_2 - V_1) \quad (3.17)$$

$$W_Y = [(U_1 - T_0 S_1 + P_0 V_1) - (U_2 - T_0 S_2 + P_0 V_2)]_{GER} + \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) Q_{R,GER} - T_0 S_{\dot{U}RE} \quad (3.18)$$

Sistemden alınabilecek maksimum iş, sistem tersinir şartlarda çalıştırıldığında elde edilir. Bu durumda  $S_{\dot{U}RE} = 0$  olduğundan tersinir iş veya maksimum iş;

$$W_{MAX} = [(U_1 - T_0 S_1 + P_0 V_1) - (U_2 - T_0 S_2 + P_0 V_2)]_{MAX} + \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) Q_{R,MAX} \quad (3.19)$$

olur. Kayıp iş ise,



$$W_K = W_{MAX} - W_Y = T_0 S_{\dot{U}RE} \quad (3.20)$$

Denklem (3.20)' den maksimum işin,

$$W_{MAX} = W_Y + T_0 S_{\dot{U}RE} \quad (3.21)$$

olduğu görülmektedir. Denklem 3.21' den sistemde entropi üretimi arttıkça kullanılabilirliğin azaldığı görülmektedir.

Çevrimdeki tüm hal değişimleri için yararlı iş, tersinir iş, ve kayıp iş belirlenecek olursa;

1  $\Rightarrow$  2 a hal değişimi için (izentropik sıkıştırma);

$$W_Y = m[(u_1 - T_0 s_1 + P_0 v_1) - (u_{2a} - T_0 s_{2a} + P_0 v_{2a})] - T_0 S_{\dot{U}RE} \quad (3.22)$$

$$W_{MAX} = m[(u_1 - T_0 s_1 + P_0 v_1) - (u_2 - T_0 s_2 + P_0 v_2)] \quad (3.23)$$

$$W_K = m[(u_{2a} - T_0 s_{2a} + P_0 v_{2a}) - (u_2 - T_0 s_2 + P_0 v_2)] + T_0 S_{\dot{U}RE} \quad (3.24)$$

$$W_K = m[(u_{2a} - u_2) + P_0 (v_{2a} - v_2) - T_0 (s_{2a} - s_2)] + m T_0 (s_{2a} - s_1) \quad (3.25)$$

izantropik hal değişimi olduğundan entropi değişimi sıfırdır.

$$W_K = m[(u_{2a} - u_2) + P_0 (v_{2a} - v_2)] \quad (3.26)$$

ve sonuç olarak,

$$W_K = m[C_V (T_{2a} - T_2) + P_0 (v_{2a} - v_2)] \quad (3.27)$$

şeklinde yazılır.

2a  $\Rightarrow$  3 hal değişimi için ( $Q_H$  ısı geçişi var);

$$W_Y = m[(u_{2a} - T_0 s_{2a} + P_0 v_{2a}) - (u_3 - T_0 s_3 + P_0 v_3)] + \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) Q_{H,GER} - T_0 S_{\dot{U}RE} \quad (3.28)$$

$$W_{MAX} = m[(u_2 - T_0 s_2 + P_0 v_2) - (u_3 - T_0 s_3 + P_0 v_3)] + \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) Q_{H,TER} \quad (3.29)$$

$$W_K = m[(u_2 - u_{2a}) + P_0(v_2 - v_{2a}) + T_0(s_3 - s_2)] + \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) (Q_{H,TER} - Q_{H,GER}) \quad (3.30)$$

yada;

$$W_K = mC_V(T_2 - T_{2a}) + mP_0(v_2 - v_{2a}) + mT_0C_V \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) (Q_{H,TER} - Q_{H,GER}) \quad (3.31)$$

şeklinde yazılır. Burada,

$$T_0(s_3 - s_2) = C_V \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + R \ln\left(\frac{v_3}{v_2}\right) \quad \{Tds = du + Pd v\} \quad (3.32)$$

tarzında ifade edilmiş olup  $\ln\left(\frac{v_3}{v_2}\right) = 0$  'dır.

3  $\Rightarrow$  4a hal değişimi için (izentropik genişleme var);

$$W_Y = m[(u_3 - T_0 s_3 + P_0 v_3) - (u_{4a} - T_0 s_{4a} + P_0 v_{4a})] - T_0 S_{\dot{U}RE} \quad (3.33)$$

$$W_{MAX} = m[(u_3 - T_0 s_3 + P_0 v_3) - (u_4 - T_0 s_4 + P_0 v_4)] \quad (3.34)$$

$$W_K = m(u_{4a} - T_0 s_{4a} + P_0 v_{4a}) - m(u_4 - T_0 s_4 + P_0 v_4) + T_0 S_{\dot{U}RE} \quad (3.35)$$

$$W_K = m[(u_{4a} - u_4) + P_0(v_{4a} - v_4)] + mT_0(s_4 - s_3) \quad (3.36)$$

$$W_K = m[(u_{4a} - u_4) + P_0(v_{4a} - v_4)] \quad (3.37)$$

ve sonuç olarak;

$$W_K = m[C_V(T_{4a} - T_4) + P_0(v_{4a} - v_4)] \quad (3.38)$$

şeklinde yazılır.

4a  $\Rightarrow$  1 hal değişimi için ( $Q_L$  ısı geçişi var);

$$W_Y = m[(u_{4a} - T_0s_{4a} + P_0v_{4a}) - (u_1 - T_0s_1 + P_0v_1)] + \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) Q_{L,GER} - T_0S_{\dot{U}RE} \quad (3.39)$$

$$W_{MAX} = m[(u_4 - T_0s_4 + P_0v_4) - (u_1 - T_0s_1 + P_0v_1)] + \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) Q_{L,TER} \quad (3.40)$$

$$W_K = m[(u_4 - T_0s_4 + P_0v_4) - (u_{4a} - T_0s_{4a} + P_0v_{4a})] + \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) (Q_{L,TER} - Q_{L,GER}) + T_0S_{\dot{U}RE} \quad (3.41)$$

$$W_K = m[(u_4 - u_{4a}) - P_0(v_4 - v_{4a})] + \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) (Q_{L,TER} - Q_{L,GER}) \quad (3.42)$$

ve sonuç olarak;

$$W_K = m[C_V(T_4 - T_{4a}) + P_0(v_4 - v_{4a})] + \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) (Q_{L,TER} - Q_{L,GER}) \quad (3.43)$$

şeklinde yazılır.

Tüm hal değişimlerdeki kayıp iş kavramları toplanacak ve çevrim bazında yazılacak olursa;

$$W_{K,\zeta ev} = (W_K)_{1 \Rightarrow 2a} + (W_K)_{2a \Rightarrow 3} + (W_K)_{3 \Rightarrow 4a} + (W_K)_{4a \Rightarrow 1} \quad (3.44)$$

$$\begin{aligned} W_{K,\zeta ev} &= mC_V(T_{2a} - T_2) + mP_0(v_{2a} - v_2) + mC_V(T_2 - T_{2a}) + mP_0(v_2 - v_{2a}) \\ &+ mT_0C_V \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)(Q_{L,TER} - Q_{L,GER}) + mC_V(T_{4a} - T_4) \\ &+ mP_0(v_{4a} - v_4) + mC_V(T_4 - T_{4a}) + mP_0(v_4 - v_{4a}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)(Q_{L,TER} - Q_{L,GER}) \end{aligned} \quad (3.45)$$

ve sadeleştirilip yeniden düzenlenirse;

$$W_{K,\zeta ev} = mT_0C_V \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)(Q_{H,TER} - Q_{H,GER}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)(Q_{L,TER} - Q_{L,GER}) \quad (3.46)$$

$$W_{K,\zeta ev} = mT_0C_V \left[ \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) \right] + \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)(Q_{H,TER} - Q_{H,GER}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)(Q_{L,TER} - Q_{L,GER}) \quad (3.47)$$

$$W_{K,\zeta ev} = mT_0C_V \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)(Q_{H,TER} - Q_{H,GER}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)(Q_{L,TER} - Q_{L,GER}) \quad (3.48)$$

olur.

$$r_p = \frac{T_3}{T_2} \quad \text{alınarak;}$$

$$W_{K,\zeta ev} = mT_0C_V \ln(r_p) + \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)(Q_{H,TER} - Q_{H,GER}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)(Q_{L,TER} - Q_{L,GER}) \quad (3.49)$$

yazılır. Denklemden eşitliğin sağ tarafındaki ikinci ve üçüncü terimler ise,

$$Q_{H,TER} = mC_V (T_3 - T_{2a}) \quad (3.50)$$

$$Q_{H,GER} = mC_V (T_3 - T_2) \quad (3.51)$$

$$Q_{L,TER} = mC_V (T_{4a} - T_1) \quad (3.52)$$

$$Q_{L,GER} = mC_V (T_4 - T_1) \quad (3.53)$$

ifadelerinin yardımıyla;

$$(Q_{H,TER} - Q_{H,GER}) = mC_V [(T_3 - T_{2a}) - (T_3 - T_2)] = mC_V (T_2 - T_{2a}) \quad (3.54)$$

ve

$$(Q_{L,TER} - Q_{L,GER}) = mC_V [(T_{4a} - T_1) - (T_4 - T_1)] = mC_V (T_{4a} - T_4) \quad (3.55)$$

şeklinde yazılarak çevrim üzerindeki kayıp iş denklemi;

$$W_{K,cev} = mC_V \left[ T_0 \ln(r_p) + (T_2 - T_{2a}) \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right) + (T_{4a} - T_4) \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) \right] \quad (3.56)$$

bulunur.

$$(T_2 - T_{2a}) = T_1 \left[ \epsilon^{k-1} \left( 1 - \frac{1}{\eta_{ci}} \right) + \left( \frac{1}{\eta_{ci}} - 1 \right) \right] \quad (3.57)$$

$$(T_{4a} - T_4) = T_3 \left[ \left( \frac{1 - \eta_{ci}}{\epsilon^{k-1}} \right) + (\eta_{ci} - 1) \right] \quad (3.58)$$

değerleri denklemde yerine konularak,

$$W_{K, \zeta ev} = m C_V \left[ T_0 \ln r_p + T_1 \left[ e^{k-1} \left( 1 - \frac{1}{\eta_{ci}} \right) + \left( \frac{1}{\eta_{ci}} - 1 \right) \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right) + r_p T_1 \left( 1 + \frac{e^{k-1} - 1}{\eta_{ci}} \right) \left[ \left( \frac{1 - \eta_{ci}}{e^{k-1}} \right) + \eta_{ci} - 1 \right] \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) \right] \right] \quad (3.59)$$

bulunur. Çevrim boyunca tüm hal değişimlerinde oluşan maksimum iş veya tersinmezlikleri toplarsak;

$$(W_{MAX})_{TOP} = (W_{MAX})_{1 \Rightarrow 2a} + (W_{MAX})_{2a \Rightarrow 3} + (W_{MAX})_{3 \Rightarrow 4a} + (W_{MAX})_{4a \Rightarrow 1} \quad (3.60)$$

$$\begin{aligned} (W_{MAX})_{TOP} &= m[(u_1 - T_0 s_1 + P_0 v_1) - (u_2 - T_0 s_2 + P_0 v_2)] \\ &+ m[(u_2 - T_0 s_2 + P_0 v_2) - (u_3 - T_0 s_3 + P_0 v_3)] + \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right) Q_{H,TER} \\ &+ m[(u_3 - T_0 s_3 + P_0 v_3) - (u_4 - T_0 s_4 + P_0 v_4)] \\ &+ m[(u_4 - T_0 s_4 + P_0 v_4) - (u_1 - T_0 s_1 + P_0 v_1)] + \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) Q_{L,TER} \end{aligned} \quad (3.61)$$

şeklinde yazılır. Gerekli sadeleştirmeler yapıldıktan sonra denklem aşağıdaki halini alır.

$$(W_{MAX})_{\zeta ev} = \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right) Q_{H,TER} - \left( 1 - \frac{T_0}{T_L} \right) Q_{L,TER} \quad (3.62)$$

$$Q_{H,TER} = c_V (T_3 - T_{2a}) \quad (3.63)$$

$$Q_{L,TER} = c_V (T_{4a} - T_1) \quad (3.64)$$

$$(W_{MAX})_{\zeta ev} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) c_V (T_3 - T_{2a}) - \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) c_V (T_{4a} - T_1) \quad (3.65)$$

$$(T_3 - T_{2a}) = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} (r_p - 1) \quad (3.66)$$

$$(T_{4a} - T_1) = T_1 (r_p - 1) \quad (3.67)$$

$$(W_{MAX})_{\zeta ev} = c_V T_1 \left[ \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) (\varepsilon^{k-1} (r_p - 1)) - (r_p - 1) \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \right] \quad (3.68)$$

Otto çevrimi için 1. Kanun verimi:

$$\eta_I = \frac{Q_g - Q_c}{Q_g} = 1 - \frac{Q_c}{Q_g} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (3.69)$$

$$\eta_I = 1 - \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)}{\varepsilon^{k-1} \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)} \quad (3.70)$$

şeklinde yazılır. Çevrimin 2. Kanun verimi:

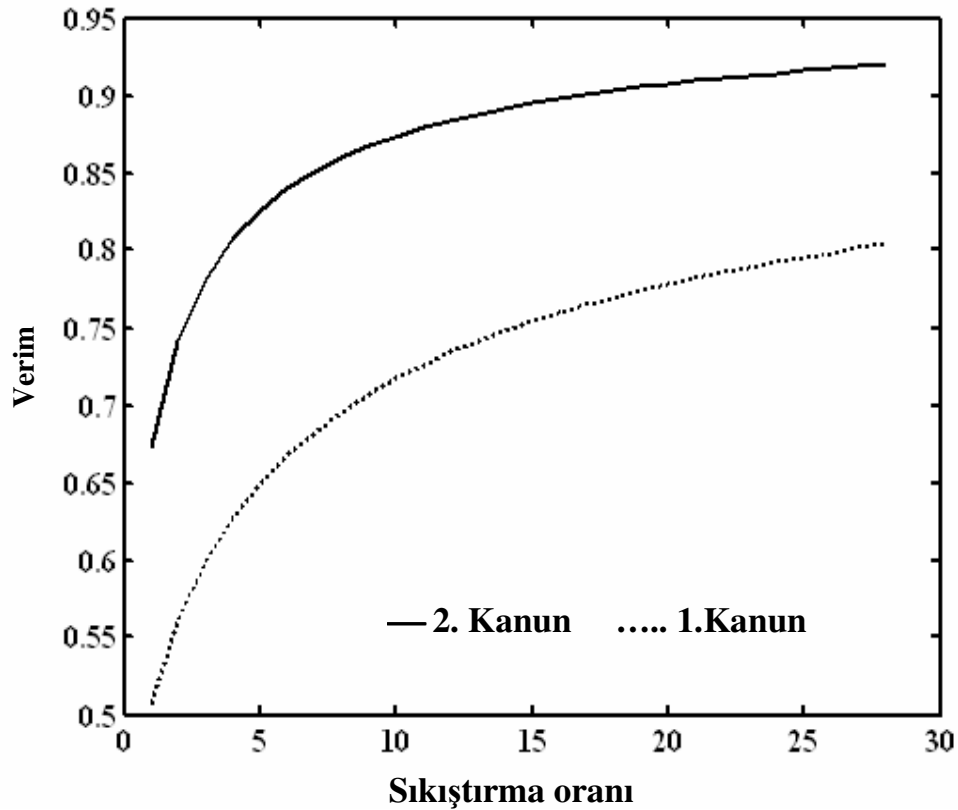
$$\eta_{II} = \frac{W_{MAX} - W_K}{W_{MAX}} = 1 - \frac{W_K}{W_{MAX}} \quad (3.71)$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\left[ T_0 \ln(r_p) + T_1 \left[ \varepsilon^{k-1} \left(1 - \frac{1}{\eta_i}\right) + \left(\frac{1}{\eta_i} - 1\right) \right] \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) + T_1 r_p \left(1 + \frac{\varepsilon^{k-1} - 1}{\eta_i}\right) \left[ \left(\frac{1 - \eta_i}{\varepsilon^{k-1}}\right) + (\eta_i - 1) \right] \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \right]}{\left( \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) (\varepsilon^{k-1} (r_p - 1)) - (r_p - 1) \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \right)} \quad (3.72)$$

ifadesiyle hesaplanır.

Şekil 3.2’de, iç tersinmez bir Otto çevriminin 1. Kanun ve 2. Kanun verimlerinin  $\eta_{ci}=0.90$  ve  $\eta_{ci}=0.85$  değerleri için sıkıştırma oranına bağlı değişimlerini göstermektedir. Çevrim analizinde tersinmezlik parametresi olarak alınan sıkıştırma ve genişleme esnasındaki izantropik verimler, gerçek motorlardaki mekanik verim gibi düşünülebilir. Bilindiği gibi motorlarda mekanik verim arttıkça motor iç sürtünmeleri azalmakta, efektif güç ve dolayısıyla efektif verimde artmaktadır. Bu aynı zamanda sürtünmeye harcanan işin azalması anlamına gelmektedir.

Hesaplamalarda genişleme esnasında sürtünmeye kaybolan işin sıkıştırma esnasındaki kayıp işten daha fazla olduğu kabul edilmiştir. Bu nedenle genişleme esnasındaki izantropik verim 0.85, sıkıştırma esnasındaki izantropik verim ise 0.90 olarak alınmıştır. Şekilden sabit hacimdeki ısı sürümündeki tersinmezlik ve iç sürtünmelerden dolayı çevrimin ikinci kanun verimi birinci kanun veriminden daha yüksektir.

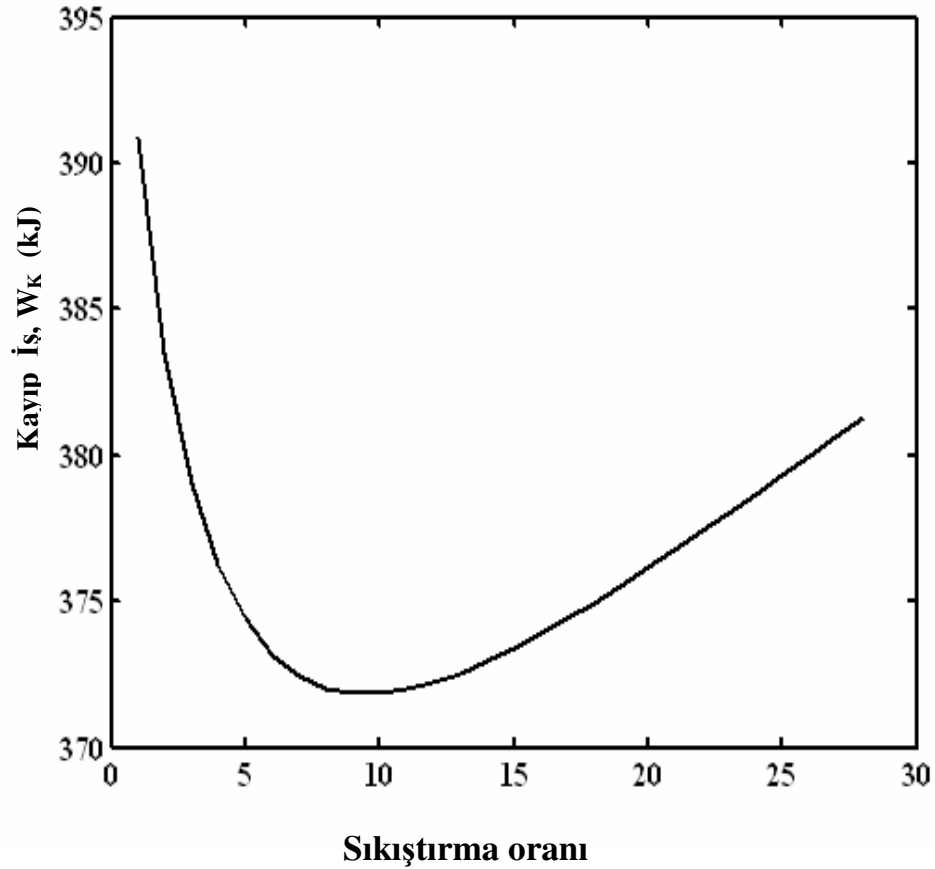


Şekil 3.2 Tersinmez Otto çevriminin 1.Kanun ve 2.Kanun verimlerinin sıkıştırma oranına bağlı olarak değişimi ( $k=1.4$ ,  $\eta_{ci}=0.90$  ve  $\eta_{ci}=0.85$ ).



Şekil 3.3’de sıkıştırma oranı artışına bağlı olarak kayıp işin değişimini göstermektedir. Şekilden görüleceği gibi tersinmez bir çevrimde, belirli bir değere kadar sıkıştırma oranı arttıkça kayıp işin azaldığı, belirli bir noktadan sonra ise artmaya başladığını göstermektedir.

Gerçek motorlarda sıkıştırma oranı belli bir orana kadar artırıldığında motordan elde edilen güç ve moment artmakta; buna karşılık özgül yakıt sarfiyatı azalmaktadır. güç ve yakıt sarfiyatının optimum olduğu bu sıkıştırma oranından sonra sıkıştırma oranı artırılmaya devam edilirse sürtünmeye harcanan gücün miktarı arttığı için efektif güçte azalma, yakıt sarfiyatında artma meydana gelmektedir.

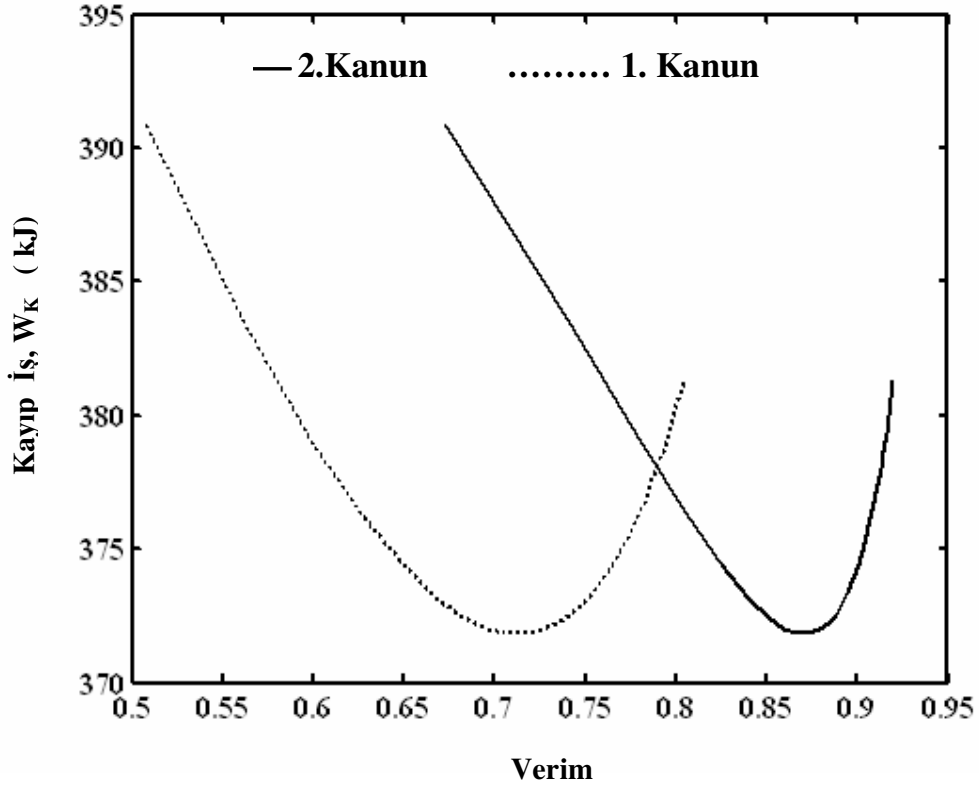


Şekil 3.3 Tersinmez Otto çevriminde kayıp işin sıkıştırma oranına bağlı değişimi ( $k=1.4$ ,  $\eta_{ci}=0.90$  ve  $\eta_{ei}=0.85$ ).

Şekil 3.4’de 1. Kanun ve 2. Kanun verimlerine bağlı olarak Kayıp işin değişen sıkıştırma oranına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekilden sıkıştırma oranının belirli bir değerine kadar kayıp işin azaldığı, 1. Kanun ve 2. Kanun verimlerinin

arttığı görülmektedir. Sıkıştırma oranı artırılmaya devam ettirildiğinde verimdeki sınırlı artışa karşılık kayıp işin hızla artmaya başladığı görülmektedir.

Yine şekilden görüldüğü gibi 2. Kanun veriminin sıkıştırma oranının optimum değerinde 1. Kanun verimine göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Ancak, her iki eğrinin trendine bakıldığında sıkıştırma oranını optimum değer üzerine çıkarılmaması gerektiği anlaşılmaktadır.



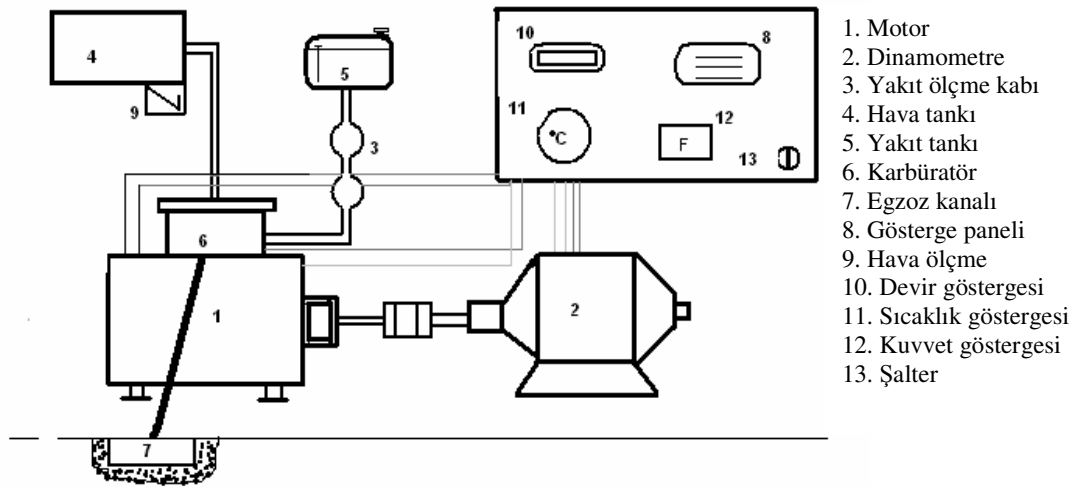
Şekil 3.4 Tersinmez Otto çevriminde kayıp işin değişen sıkıştırma oranlarında 1. Kanun ve 2. Kanun verimine göre değişimi ( $k=1.4$ ,  $\eta_{ci}=0.90$  ve  $\eta_{ci}=0.85$ ).

## BÖLÜM 4. MATERYAL METOD

### 4.1. Deney Düzenegi

Motor deneyleri T.C. Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Ana Bilim Dalı laboratuvarlarında yapılmıştır. Laboratuvar da yer alan deney düzeneginde;

1. Motorun yüklenmesini ve döndürme momentinin ölçülmesini sağlayacak olan elektrikli dinamometre
2. Devir sayısını ölçmeye yarayan takometre.
3. Yakıt tüketimini ölçmek için kullandığımız ölçekli kap.
4. Hava debisini ölçmek için orifis ve eğik manometre sistemi.
5. Soğutma suyunun debisini ölçmeye yarayan bir rotametre.
6. Egzoz gazlarının sıcaklığını ölçmek için termometre ve göstergeler.
7. Soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için termometre ve göstergeler yer almaktadır. Şekil 4,1'de deney düzeneginin şematik görünüşü yer almaktadır.



Şekil 4.1 Deney düzeneginin şematik görünüşü

#### 4.1.1. Deney motoru

Deneyler Peter marka tek silindirli, buji ateşlemeli, sıkıştırma oranı ve statik avansı değiştirilebilen, su soğutmalı bir deney (CFR) motorunda yapılmıştır. Deney motorunun teknik özellikleri Tablo 4.1’de görülmektedir.

Tablo 4.1 Deney motorunun teknik özellikleri.

Marka ve model	Peter
Çalışma prensibi	4 zamanlı
Silindir sayısı	1
Silindir çapı (mm)	84,95
Silindir stroku (mm)	82,45
Toplam silindir hacmi (cm <sup>3</sup> )	467,07
Sıkıştırma oranı	8,78/1 (max.) - 4,11/1 (min.)
Maksimum devir sayısı (devir/dakika)	3400



Şekil 4.2 Deney motorunun görünüşü

#### 4.1.2. Deneyin yapılışı

Deneyler 1300–2800 d/d aralığında ve üç farklı sıkıştırma oranında (8,2–7,2–6,2) yapılmıştır. Deneylerde yakıt olarak alt ısıl değeri ( $H_u$ ) 43400 kJ/kg olan benzin

(izooktan) kullanılmıştır. Yük değeri (N) dinamometreden, yakıt debisi (kg/s) 25 cm<sup>3</sup>'lük yakıt ölçme kabından kronometre ile geçiş süresi tespit edilerek, hava debisi (kg/s) orifisten geçen hava ve eğik manometreden okunan değer ile, soğutma suyu debisi (kg/s) rotametreden, egzoz gazı sıcaklığı (°C), soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklığı (°C) ve motor dış yüzey sıcaklığı (°C) termometre ve göstergelerden tespit edilerek her bir motor devri ve sıkıştırma oranında belirlenmiştir.

Yukarıda tespit edilen sonuçlardan yola çıkarak, motorda bilinen karakteristik özelliklerden döndürme momenti, efektif güç, özgül yakıt sarfiyatı ve hava-yakıt oranı hesaplanmıştır.

Yakıtın yanması sonucu ortaya çıkan enerji değeri hesaplanarak; egzoz gazlarına, soğutma suyuna, ısı transferi ile çevreye ve motordaki sürtünmelere giden kayıp ısılar ölçülen sıcaklık değerlerinden faydalanılarak belirlenmiştir. Böylece faydalı güç tespit edilmiştir.

Yakıtın yanması sonucu ortaya çıkan ekserji değeri hesaplanarak; egzoz gazlarına, soğutma suyuna ve ısı transferi ile çevreye olan enerji kayıplarının, ekserji değerleri tespit edilmiştir. Motordan elde edilebilecek maksimum güç değeri hesaplanarak toplam kayıp güç belirlenmiştir.

## **4.2. Motora Enerji Analizinin Uygulanması**

Motora enerji analizi uygularken, Denklem 2.17'de gösterilen birinci kanun ifadesindeki tüm değerlerin hesaplanması gerekmektedir. Birinci kanun ifadesine göre yakıttan elde edilen enerji değeri, Efektif güce, Egzoz gazları ısısına, Soğutma suyu ısısına, Çevreye ısı transferine ve Sürtünme gücüne tam olarak dönüşür.

### **4.2.1. Yakıt enerjisi (Q<sub>y</sub>)**

Yakıtın yanması sonucu oluşan yakıt enerji değeri, Denklem 4.1'deki ifadeyle hesaplanmıştır.

$$Q_y = \dot{m}_y \cdot Hu \quad (4.1)$$

Burada;  $\dot{m}_y$  yakıtın kütleli debisini (kg/s),  $Hu$  (kJ/kg) yakıtın alt ısı değeri göstermektedir. Tüm devirlerde ve farklı sıkıştırma oranlarında hesaplanan enerji değerleri Tablo 4.2’de görülmektedir.

Tablo 4.2 Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında yakıttan elde edilen enerji değerleri

Devir(d/d)	8,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	7,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	6,2 Sıkıştırma Oranı (kW)
1300	13,20	13,27	14,19
1600	15,10	17,18	18,34
1900	17,35	19,43	20,43
2200	19,64	22,25	22,41
2500	20,49	22,64	23,67
2800	21,04	22,85	23,70

#### 4.2.2. Efektif güç (Ws)

Farklı devir ve sıkıştırma oranlarında motor milinden alınan faydalı (efektif) güç değerleri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$W_s = \omega \cdot M_d = \omega \cdot F \cdot l \quad (4.2)$$

$$\omega = \pi \cdot n / 30 \quad (4.3)$$

Dinamometrenin gücü gerekli düzenlemeler yapılarak,

$$W_s = \frac{F \cdot n}{23622} \quad (4.4)$$

şeklinde bulunmuştur. Burada;  $M_d$  döndürme momenti (N.m),  $n$  motor devri (d/d.),  $F$  dinamometrede okunan kuvvet değeri (N),  $l$  kol uzunluğu (m) olarak tanımlanmıştır. Hesaplanan efektif güç değerleri Tablo 4.3’de görülmektedir.

Tablo 4.3 Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında efektif güç değerleri

Devir(d/d)	8,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	7,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	6,2 Sıkıştırma Oranı (kW)
1300	2,67	2,77	2,70
1600	3,39	3,66	3,54
1900	3,78	4,10	4,02
2200	4,00	3,91	3,82
2500	3,92	4,13	3,92
2800	3,97	4,03	3,79

#### 4.2.3. Soğutma suyu enerjisi ( $Q_{soğ}$ )

Motorda soğutma sistemine transfer edilen enerji aşağıdaki ifadeyle hesaplanarak bütün devirler için bulunan değerler Tablo 4.4’de sunulmuştur.

$$Q_{soğ} = \dot{m}_s \cdot c_s \cdot (T_{\zeta} - T_g) \quad (4.5)$$

Burada;  $\dot{m}_s$  soğutma suyu debisi (kg/s),  $c_s$  soğutma suyu özgül ısısı (kJ/kg.°C),  $T_g$  soğutma suyu motora giriş sıcaklığı (°C),  $T_{\zeta}$  soğutma suyu motordan çıkış sıcaklığı (°C) olarak tanımlanır.

Tablo 4.4 Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında soğutma suyu enerjisi değerleri.

Devir(d/d)	8,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	7,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	6,2 Sıkıştırma Oranı (kW)
1300	5,99	5,09	4,49
1600	6,74	5,99	5,09
1900	7,49	6,74	5,99
2200	8,24	7,49	6,89
2500	8,69	7,79	7,34
2800	8,99	8,24	7,94

#### 4.2.4. Sürtünme gücü ( $W_{sür}$ )

Sürtünme gücünü hesaplamak için ortalama fren (sürtünme) basıncının hesaplanması gerekmektedir. Aşağıdaki ifade ile ortalama fren basıncı hesaplanır[22].

$$f_{me} = 0,123 \cdot \varepsilon + 0,0004774 \cdot n \quad (4.6)$$

Buradan sürtünmeye harcanan güç değeri aşağıdaki ifade ile hesaplanır.

$$f_{me} = \frac{W_{sür}}{V_h \cdot n \cdot i} \quad (4.7)$$

$$W_{sür} = 46,7 \cdot n \cdot f_{me} \cdot 0,5 / 60000 \quad (4.8)$$

Burada,  $\varepsilon$  sıkıştırma oranı ve  $n$  motor devridir. Hesaplanan sürtünme gücü değerleri Tablo 4.5’de görülmektedir.

Tablo 4.5 Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında sürtünme gücü değerleri.

Devir(d/d)	8,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	7,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	6,2 Sıkıştırma Oranı (kW)
1300	0,82	0,76	0,70
1600	1,10	1,03	0,95
1900	1,42	1,33	1,23
2200	1,76	1,66	1,55
2500	2,14	2,02	1,90
2800	2,56	2,42	2,29

#### 4.2.5. Egzoz enerjisi ( $E_{egz}$ )

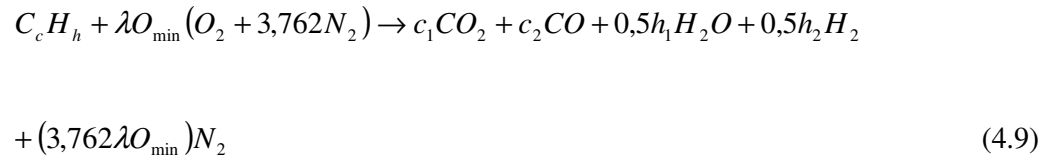
Yakıtın yanması sonucu oluşan yanma sonu ürünlerinin yüzde olarak mol kesirleri homojen su gazı dengesi yaklaşımı ile hesaplanmış ve egzoz enerjisi bulunmuştur. Motorlarda zengin karışım bölgelerinde veya eksik yanmalı çalışmaya tekabül eden hallerde yanma ürünleri arasında  $O_2$  olmakta ve  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $CO$  ve  $H_2$  arasında sıcaklığa ve yanma odasındaki kalma süresine bağlı bir denge doğmaktadır[23].



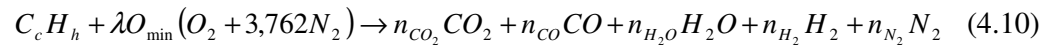
Kapalı formülü  $C_c H_h$  olarak verilen yakıtın kuru hava ile eksik yanması sonucu oluşan yanma ürünleri homojen su gazı dengesi yaklaşımı ile hesaplanır.

İçinde  $i$  adet bileşen ve  $j$  adet element bulunan bir sistem için  $p, T = s, t$  şartlarında  $r$  adet elementlerin korunumu denklemi yazılabilir. Dolayısıyla  $i - j = r$  adet bilinmeyen mevcuttur. Böylece  $r$  adet denge reaksiyonu seçilebilir[23].

Aşağıda eksik yanma sonucu oluşan yanma denkleminde yanma ürünlerinde 5 adet bileşen  $(c_1 CO_2, c_2 CO, 0,5h_1 H_2 O, 0,5h_2 H_2, (3,762\lambda O_{\min})N_2)$  ve 4 adet element  $(C, H, O; N)$  bulunmaktadır. Dolayısıyla  $r = 1$  olmaktadır. Eksik yanma sonucu oluşan yanma denklemi;



şeklinde yazılmıştır. Yukarıdaki denklemi ürünlerin mol sayıları olarak yazılırsa;



Elementlerin korunumundan aşağıdaki bağıntılar yazılır.

$$N_O = 2\lambda O_{\min} = 2n_{CO_2} + n_{CO} + n_{H_2O} \quad (4.11)$$

$$N_H = h = 2n_{H_2} + 2n_{H_2O} \quad (4.12)$$

$$N_C = c = n_{CO_2} + n_{CO} \quad (4.13)$$

$$N_N = 2 \cdot 3,762\lambda O_{\min} = 2n_{N_2} \quad (4.14)$$

Homojen su gazı dengesi;



$$K_{SG} = \frac{n_{H_2O} \cdot n_{CO}}{n_{H_2} \cdot n_{CO_2}} \quad (4.16)$$

Yukarıdaki bağıntılar  $n_{H_2O}$  'ya göre çözüm yapılırsa;

$$an^2_{H_2O} + bn_{H_2O} + c = 0 \quad (4.17)$$

denklemini ortaya çıkar. Burada;

$$a = 1 - K_{SG} \quad (4.18)$$

$$b = [2N_C - N_O + K_{SG}(N_O - N_C + 0,5N_H)] \quad (4.19)$$

$$c = K_{SG} \cdot N_H (N_C - N_O) / 2 \quad (4.20)$$

bağıntıları yazılır. Buradan  $n_{CO_2}, n_{CO}, n_{H_2O}, n_{H_2}, n_{N_2}$  değerleri bulunarak ürünlerin toplam mol sayısı hesaplanır. Ürünlerin yüzde olarak mol kesirleri ürünün mol sayısının toplam mol sayısına bölünmesiyle bulunur.

$$n_{TOP} = n_{CO_2} + n_{CO} + n_{H_2O} + n_{H_2} + n_{N_2} \quad (4.21)$$

$$x_i = \frac{n_i}{n_{TOP}} \quad (4.22)$$

Yakıtın molar debi bağıntısı ve saf maddelerin özgül ısı fonksiyonları tablolarından ürünlerin formasyon (oluşum) entalpisi ( $\Delta H^o_{f,298}$ ), egzoz sıcaklığına bağlı olarak

verilen sıcaklık değerindeki entalpi değerleri ( $\Delta H^o_{Teg}$ ) ve ürünlerin çevre şartlarındaki entalpi değerleri ( $\Delta H^o_{298}$ ), bulunarak ürünlerin toplam entalpileri hesaplanmıştır[16]. Bulunan değerler yakıtın molar debisi ile çarpılarak egzoz gazları ile atmosfere atılan kayıp ısılar belirlenir. Ürünlerin toplam entalpileri;

$$\Delta H^o_{ür} = n_i \cdot [\Delta H^o_{f,298} + (\Delta H^o_{Teg} - \Delta H^o_{298})]_i - n_i \cdot \Delta H^o_{f,298,i} \quad (4.23)$$

Yakıtın molar debisi;

$$n_y = \frac{\dot{m}_y}{M_y} = \frac{W_s \cdot b_e}{M_y \cdot 3600} \quad (4.24)$$

Egzoz enerjisi;

$$E_{egz} = n_y \cdot \Delta H^o_{ür} \quad (4.25)$$

denklemlerle hesaplanır. Burada;  $n_y$  yakıtın molar debisi (mol/s),  $b_e$  özgül yakıt sarfiyatı,  $M_y$  yakıtın mol ağırlığıdır. Tablo 4.6'da farklı devir ve sıkıştırma oranlarında hesaplanan egzoz enerji değerleri görülmektedir.

Tablo 4.6 Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında egzoz enerji değerleri.

Devir(d/d)	8,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	7,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	6,2 Sıkıştırma Oranı (kW)
1300	2,05	2,19	2,58
1600	2,68	2,89	3,29
1900	3,20	3,52	3,84
2200	3,62	3,92	4,23
2500	3,97	4,37	4,90
2800	4,20	4,66	5,21

#### 4.2.6. Çevreye ısı transferi enerjisi ( $Q_{\text{çev}}$ )

Isı transferi ve yağlama gibi sistemden çevreye ısı transferiyle kaybolan enerji değerleri, enerjinin korunumu ilkesinde faydalanılarak, yakıttan elde edilen enerji değerinden, efektif güç, soğutma suyu enerjisi, egzoz enerjisi ve sürtünme gücü değerleri çıkarılarak hesaplanır. Isı transferi ve diğer kayıplar aşağıdaki bağıntıyla farklı devir ve sıkıştırma oranlarında hesaplanarak Tablo 4.7'de sunulmuştur.

$$Q_{\text{çev}} = Q_y - W_s - Q_{\text{soğ}} - E_{\text{egz}} - W_{\text{sür}} \quad (4.26)$$

Tablo 4.7 Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında çevreye atılan enerji değerleri.

Devir(d/d)	8,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	7,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	6,2 Sıkıştırma Oranı (kW)
1300	1,67	2,46	3,72
1600	1,19	3,61	5,47
1900	1,46	3,74	5,35
2200	2,02	5,27	5,92
2500	1,77	4,33	5,61
2800	1,32	3,50	4,47

### 4.3. Motora Ekserji Analizinin Uygulanması

Motora ekserji analizi uygulanırken, Bölüm 2'deki ikinci kanun ifadesine göre hesaplamaların yapılması gereklidir. İkinci kanun ifadesine göre yakıttan elde edilen ekserji değerinin, sistem tersinmez olduğundan, iş üretme kabiliyeti sınırlıdır.

#### 4.3.1. Yakıt ekserjisi ( $E_y$ )

Yakıtın yanması sonucu ortaya çıkan ekserji, M. J. Moran'ın izooktan için tespit ettiği değere göre aşağıdaki ifadeyle hesaplanır[24].

$$E_y = \dot{m}_y \cdot Hu \cdot 1,0638 \quad (4.27)$$

Tablo 4.8'de farklı devir ve sıkıştırma oranlarında hesaplanan yakıt ekserji değerleri görülmektedir.

Tablo 4.8 Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında yakıt ekserjisi değerleri.

Devir(d/d)	8,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	7,2 Sıkıştırma Oranı(kW)	6,2 Sıkıştırma Oranı (kW)
1300	14,04	14,11	15,10
1600	16,06	18,28	19,51
1900	18,46	20,67	21,73
2200	20,89	23,67	23,84
2500	21,80	24,08	25,18
2800	22,38	24,30	25,21

#### 4.3.2. Efektif güç ekserjisi ( $E_e$ )

Denklem 2.5'de ifade edildiği gibi işin kendisi %100 ekserjidir. Dolayısıyla efektif gücün ekserjisi doğrudan efektif güç olarak yazılır.

$$E_w = W_s \quad (4.28)$$

Tablo 4.9’da farklı devir ve sıkıştırma oranlarında ekserji analizinde hesaplanan efektif güç ekserji değerleri görülmektedir.

Tablo 4.9 Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında efektif güç ekserji değerleri

Devir(d/d)	8,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	7,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	6,2 Sıkıştırma Oranı (kW)
1300	2,67	2,77	2,70
1600	3,39	3,66	3,54
1900	3,78	4,10	4,02
2200	4,00	3,91	3,82
2500	3,92	4,13	3,92
2800	3,97	4,03	3,79

#### 4.3.3. Soğutma suyu ekserjisi ( $E_{soğ}$ )

Soğutma suyu ekserjisi denklem 2.18 ve 2.19 de ifade edildiği gibi, aşağıdaki ifadelerle hesaplanır. Tablo 4.10’da farklı devir ve sıkıştırma oranlarında hesaplanan soğutma suyu ekserji değerleri görülmektedir. Soğutma suyu enerjisinin kullanılabilirliği oldukça düşüktür.

$$E_{soğ} = Q_{soğ} \cdot \left(1 - \frac{T_o}{\bar{T}_{ort}}\right) \quad (4.29)$$

$$\bar{T}_{ort.} = \frac{(T_g + T_\zeta)}{2} \quad (4.30)$$

Tablo 4.10 Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında soğutma suyu ekserji değerleri

Devir(d/d)	8,2 Sıkıştırma Oranı.(kW)	7,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	6,2 Sıkıştırma Oranı (kW)
1300	0,45	0,39	0,28
1600	0,53	0,48	0,35
1900	0,67	0,53	0,41
2200	0,82	0,65	0,54
2500	0,96	0,70	0,62
2800	0,90	0,82	0,70

#### 4.3.4. Egzoz ekserjisi ( $W_{eg,max}$ )

Egzoz gazlarının ekserji analizi yapılırken egzoz bileşenlerinin çevre şartlarında ( $T_0=298,15$  K,  $P_0=101325$  N/m<sup>2</sup>) mol kesirlerinin bilinmesi gerekmektedir. Tablo 4.11'de çevredeki maddelerin mol kesirleri görülmektedir[25].

Tablo 4.11 Çevre tanımı

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

Egzoz gazlarının ekserjisi, sistem verilen durumdan (T, P) sınırlandırılmış ölü duruma (T<sub>0</sub>, P<sub>0</sub>) gelirken elde edilebilen maksimum iş olarak termomekaniksel ekserji ve sınırlandırılmış ölü durumdaki (T<sub>0</sub>, P<sub>0</sub>) sistem, çevre ile kimyasal dengeye gelirken elde edilen iş olarak kimyasal ekserji değerlerinin hesaplanması sonucu bulunur[26].

$$\bar{e} = \bar{e}_{tm} + \bar{e}_{kim} \quad (4.31)$$

Termomekaniksel ekserji ifadesi;

$$\bar{e}_{tm} = \sum_{i=1}^n x_i \{ \bar{h}_i(T) - \bar{h}_i(T_0) - T_0 [\bar{s}_i(T) - \bar{s}_i(T_0)] \} \quad (4.32)$$

şeklinde yazılır. Burada entalpi ve entropi değerleri termodinamik özellik tablolarından alınarak termomekaniksel ekserji değerleri hesaplanır[16]. Kimyasal ekserji ifadesi;

$$\bar{e}_{kim} = \sum_{i=1}^n x_i \bar{R} T_0 \ln \frac{x_{ip}}{x_{i_0 p_0}} \quad (4.33)$$

şeklinde yazılır. Egzoz bileşenlerinin yüzdelik mol kesirleri ( $x_i$ ) egzoz enerjisi hesaplanırken su gazı dengesi yaklaşımı ile bulunan değerlerdir.  $\bar{R}$  (kJ/kmol.K) üniversal gaz sabitidir. Yukarıdaki 4.32 ve 4.33 ifadeleri birleştirilirse;

$$\bar{e} = \sum_{i=1}^n x_i \left\{ \bar{h}_i(T) - \bar{h}_i(T_0) - T_0 [\bar{s}_i(T) - \bar{s}_i(T_0)] + \sum_{i=1}^n \bar{R} T_0 \ln \frac{x_{ip}}{x_{i0} p_0} \right\} \quad (4.34)$$

ifadesi yazılır. Egzoz ekserjisi;

$$\dot{W}_{eg,max} = \bar{e} \cdot \dot{n}_{eg} \quad (4.35)$$

şeklinde hesaplanır.

$$\dot{n}_{eg} = \frac{\dot{m}_y + \dot{m}_h}{M_y} \cdot (1 - \%Kayıp) \quad (4.36)$$

Burada  $\dot{n}_{eg}$  egzoz gazlarının molar debisi,  $\dot{m}_h$  havanın kütleli debisidir. Molar debi hesaplanırken egzoz gazlarının %2 kayıpla motordan çıktığı kabulü yapılmıştır. Hesaplanan tüm egzoz ekserji değerleri Tablo 4.12'de sunulmuştur.

Tablo 4.12 Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında egzoz gazları ekserji değerleri

Devir(d/d)	8,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	7,2 Sıkıştırma Oranı.(kW)	6,2 Sıkıştırma Oranı (kW)
1300	1,04	1,15	1,43
1600	1,42	1,58	1,86
1900	1,75	1,95	2,20
2200	2,01	2,21	2,44
2500	2,24	2,52	2,91
2800	2,40	2,76	3,23

Denklemler 2.28'de verilen ifadeye göre egzoz verimi hesaplanmıştır. Tablo 4.13'de farklı devir ve sıkıştırma oranlarında egzoz verimi değerleri görülmektedir.



Tablo 4.13 Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında egzoz verimi

Devir(d/d)	8,2 Sıkıştırma Oranı (%)	7,2 Sıkıştırma Oranı.(%)	6,2 Sıkıştırma Oranı (%)
1300	50,82	52,45	55,36
1600	52,99	54,63	56,53
1900	54,76	55,35	57,32
2200	55,50	56,40	57,69
2500	56,44	57,61	59,44
2800	57,10	59,26	61,95

#### 4.3.5. Çevreye ısı transferi ekserjisi ( $E_{\text{çev}}$ )

Çevreye ısı transferi ile verilen enerjinin kullanılabilirliği aşağıdaki ifade ile hesaplanarak Tablo 4.14’de sunulmuştur. Buradaki  $T_{\text{ort}}$  değeri soğutma suyu ekserjisi hesaplanırken kullanılan değerdir.

$$E_{\text{çev.}} = Q_{\text{çev}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{ort}}}\right) \quad (4.37)$$

Tablo 4.14 Motorda farklı devir ve sıkıştırma oranlarında çevreye ısı transferi ekserji değerleri

Devir(d/d)	8,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	7,2 Sıkıştırma Oranı (kW)	6,2 Sıkıştırma Oranı (kW)
1300	0,12	0,19	0,23
1600	0,09	0,29	0,37
1900	0,13	0,29	0,38
2200	0,20	0,44	0,44
2500	0,20	0,39	0,47
2800	0,13	0,35	0,39

## BÖLÜM 5. DENEYSEL SONUÇLAR

### 5.1. Enerji Analizi Sonuçları

Termodinamiğin 1.Kanununa göre Bölüm 4'de, Enerji analizi yapılan motorda, hesaplanan enerji değerleri tablo ve grafikler halinde sunulmuştur.

Tablo 5.1, Tablo 5.2 ve Tablo 5.3'de farklı sıkıştırma oranı ve motor devirlerinde tüm enerji değerleri olarak sunulmuştur.

Tablo 5.4, Tablo 5.5 ve Tablo 5.6'da ise yakıttan elde edilen enerji değerinin %100 olarak kabul edilmesi sonucu, hesaplanan enerji değerlerinin yüzde olarak oranları verilmiştir.

Şekil 5.1, Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'de ise hesaplanan enerji değerlerinin tüm devir ve sıkıştırma oranlarında birbirleriyle karşılaştırmalı grafikleri görülmektedir.

Hesaplanan değerler, tablo ve grafiklerde incelendiğinde, Sıkıştırma oranının artırılması, 1.Kanun'a göre yapılan enerji analizi sonucunda, faydalı gücü, sürtünme gücünü, soğutma sistemindeki ısı kaybı ve çevreye olan ısı kaybı değerlerini artırmaktadır. Egzoz gazları ısı kayıpları ise sıkıştırma oranının artmasıyla azalmaktadır.

Şekil 5.4'de 1.Kanuna göre analizi yapılan motorun, kayıp enerjilerinin farklı sıkıştırma oranlarında değişimi grafiğinde, kayıpların sıkıştırma oranı arttıkça azaldığı görülmektedir.

Tablo 5.1 8,2 sıkıştırma oranında tüm enerji değerleri

Devir (d/d)	Yakıt Enerjisi (kW)	Efektif Güç (kW)	Egzoz Isısı (kW)	Soğutma Suyu Isısı (kW)	Sürtünme Gücü (kW)	Çevreye Isı Transferi (kW)	Toplam Kayıp Isılar (kW)
1300	13,20	2,67	2,05	5,99	0,82	1,67	9,71
1600	15,10	3,39	2,68	6,74	1,10	1,19	10,61
1900	17,35	3,78	3,20	7,49	1,42	1,46	12,15
200	19,64	4,00	3,62	8,24	1,76	2,02	13,88
2500	20,49	3,92	3,97	8,69	2,14	1,77	14,43
2800	21,04	3,97	4,20	8,99	2,56	1,32	14,51

Tablo 5.2 7,2 sıkıştırma oranında tüm enerji değerleri

Devir (d/d)	Yakıt Enerjisi (kW)	Efektif Güç (kW)	Egzoz Isısı (kW)	Soğutma Suyu Isısı (kW)	Sürtünme Gücü (kW)	Çevreye Isı Transferi (kW)	Toplam Kayıp Isılar (kW)
1300	13,27	2,77	2,19	5,09	0,76	2,46	9,74
1600	17,18	3,66	2,89	5,99	1,03	3,61	12,49
1900	19,43	4,10	3,52	6,74	1,33	3,74	14,00
2200	22,25	3,91	3,92	7,49	1,66	5,27	16,68
2500	22,64	4,13	4,37	7,79	2,02	4,33	16,49
2800	22,85	4,03	4,66	8,24	2,42	3,50	16,40

Tablo 5.3 6,2 sıkıştırma oranında tüm enerji değerleri

Devir (d/d)	Yakıt Enerjisi (kW)	Efektif Güç (kW)	Egzoz Isısı (kW)	Soğutma Suyu Isısı (kW)	Sürtünme Gücü (kW)	Çevreye Isı Transferi (kW)	Toplam Kayıp Isılar (kW)
1300	14,19	2,70	2,58	4,49	0,70	3,72	10,79
1600	18,34	3,54	3,29	5,09	0,95	5,47	13,85
1900	20,43	4,02	3,84	5,99	1,23	5,35	15,18
2200	22,41	3,82	4,23	6,89	1,55	5,92	17,04
2500	23,67	3,92	4,90	7,34	1,90	5,61	17,85
2800	23,70	3,79	5,21	7,94	2,29	4,47	17,62

Tablo 5.4 8,2 sıkıştırma oranında yakıt enerjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak enerji dağılımı.

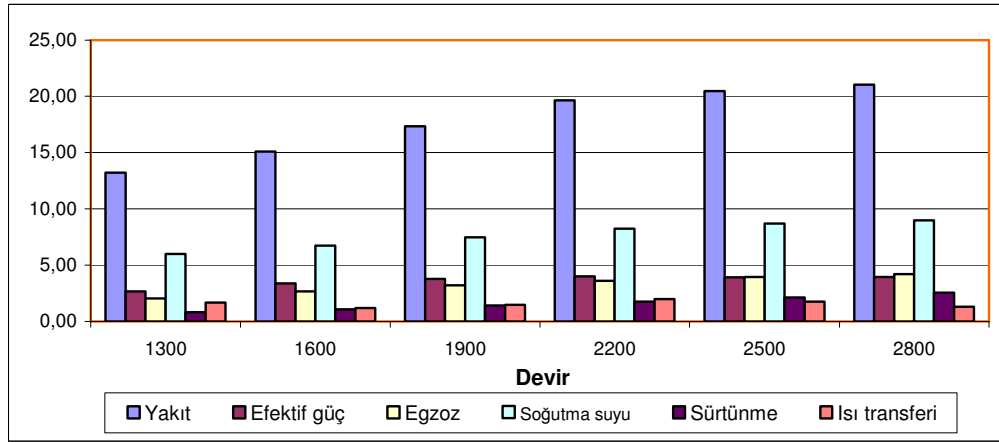
Devir (d/d)	Yakıt Enerjisi (%)	Efektif Güç (%)	Egzoz Isısı (%)	Soğutma Suyu Isısı (%)	Sürtünme Gücü (%)	Çevreye Isı Transferi (%)	Toplam Kayıp Isılar (%)
1300	100	20,23	15,50	45,38	6,21	12,68	79,77
1600	100	22,45	17,75	44,64	7,28	7,88	77,55
1900	100	21,79	18,42	43,17	8,18	8,44	78,21
2200	100	20,37	18,44	41,96	8,96	10,28	79,63
2500	100	19,13	19,37	42,41	10,44	8,64	80,87
2800	100	18,87	19,98	42,73	12,17	6,26	81,13

Tablo 5.5 7,2 sıkıştırma oranında yakıt enerjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak enerji dağılımı.

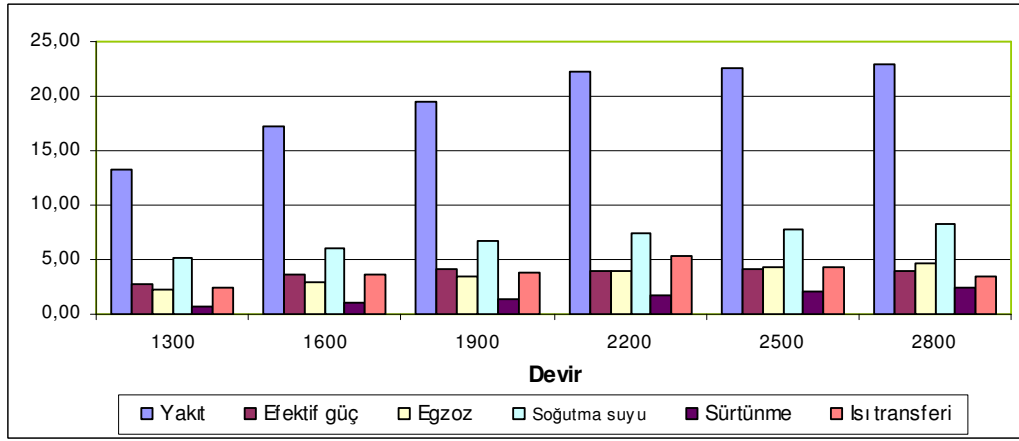
Devir (d/d)	Yakıt Enerjisi (%)	Efektif Güç (%)	Egzoz Isısı (%)	Soğutma Suyu Isısı (%)	Sürtünme Gücü (%)	Çevreye Isı Transferi (%)	Toplam Kayıp Isılar (%)
1300	100	20,87	16,52	38,36	5,73	18,52	79,13
1600	100	21,30	16,83	34,87	6,00	21,00	78,70
1900	100	21,10	18,13	34,69	6,85	19,23	78,90
2200	100	17,57	17,61	33,66	7,46	23,69	82,43
2500	100	18,24	19,32	34,41	8,92	19,11	81,76
2800	100	17,64	20,38	36,06	10,59	15,33	82,36

Tablo 5.6 6,2 sıkıştırma oranında yakıt enerjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak enerji dağılımı.

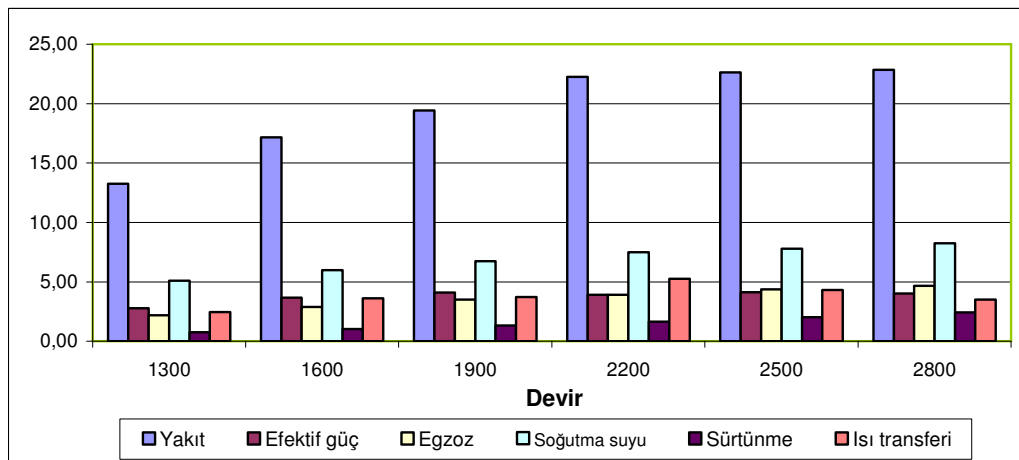
Devir (d/d)	Yakıt Enerjisi (%)	Efektif Güç (%)	Egzoz Isısı (%)	Soğutma Suyu Isısı (%)	Sürtünme Gücü (%)	Çevreye Isı Transferi (%)	Toplam Kayıp Isılar
1300	100	19,03	18,20	31,64	4,93	26,19	80,97
1600	100	19,30	17,94	27,75	5,18	29,82	80,70
1900	100	19,68	18,79	29,32	6,02	26,20	80,32
2200	100	17,05	18,87	30,75	6,92	26,42	82,95
2500	100	16,56	20,68	31,01	8,03	23,72	83,44
2800	100	15,99	22,00	33,50	9,66	18,84	84,01



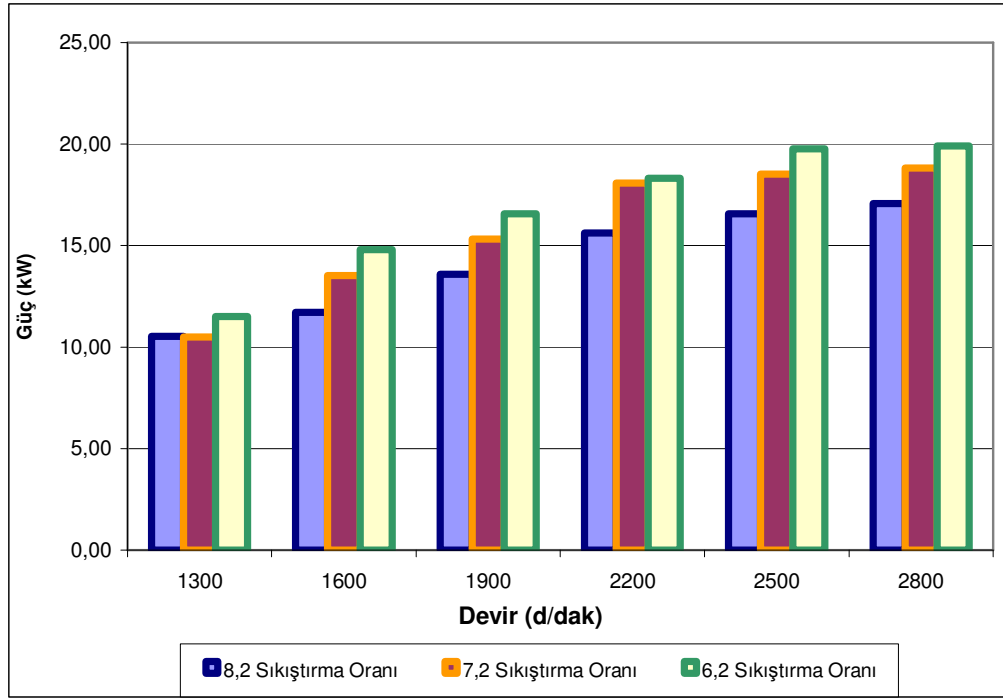
Şekil 5.1 8,2 sıkıştırma oranı enerji dağılım grafiği



Şekil 5.2 7,2 sıkıştırma oranı enerji dağılım grafiği



Şekil 5.3 6,2 sıkıştırma oranı enerji dağılım grafiği



Şekil 5.4 1.Kanuna göre farklı sıkıştırma oranlarında motordaki kayıpların değişimi

## 5.2. Ekserji Analizi Sonuçları

Termodinamiğin 2.Kanununa göre, ekserji analizi yapılan motorda, hesaplanan ekserji değerleri Tablo 5.7, Tablo 5.8 ve Tablo 5.9’da farklı sıkıştırma oranı ve motor devirlerinde tüm ekserji değerleri olarak sunulmuştur.

Tablo 5.10, Tablo 5.11 ve Tablo 5.12’de ise yakıttan elde edilen ekserji değerinin %100 olarak kabul edilmesi sonucu, hesaplanan ekserji değerlerinin ve toplam kayıp işin (toplam tersinmezliklerin) yüzde olarak oranları verilmiştir.

Şekil 5.5, Şekil 5.6 ve Şekil 5.7’de ise egzoz gazları enerji ve ekserji değerlerinin, soğutma suyu enerji ve ekserji değerlerinin, çevreye ısı transferi enerji ve ekserji değerlerinin, birbirleriyle karşılaştırmalı grafikleri görülmektedir.

Soğutma suyu enerjisinin kullanılabilirliği, yakıt kullanılabilirliğine göre, %7 ile %10 arasında değişmektedir. Çevreye ısı transferi enerjisinin kullanılabilirliği ise, %6 ile %11 arasında değişmektedir. Sıkıştırma oranının artırılması soğutmaya transfer edilen enerjinin kullanılabilirliğini artırırken, Çevreye transfer edilen enerjinin kullanılabilirliğini ise azaltmaktadır.

Denklem 2.26’da ifade edildiği gibi, motordan alınabilecek maksimum güçten, motor milinden alınan faydalı gücün çıkarılması toplam ekserji kaybını veya toplam tersinmezlikleri verir. Tersinmezlikten dolayı 2.Kanuna göre kayıp iş %65 ile %70 arasında değişmektedir. Tablolarda toplam kayıp iş değerleri incelendiğinde, minimum ekserji kaybının olduğu çalışma aralığı (%65,71), 8,2 sıkıştırma oranı ve 1900 d/d motor devridir.

Tablo 5.7 8,2 sıkıştırma oranında tüm ekserji değerleri

Devir (d/d)	Yakıt Ekserjisi (kW)	Efektif Güç Ekserjisi (kW)	Egzoz Ekserjisi (kW)	Soğutma Suyu Ekserjisi (kW)	Isı Transferi Ekserjisi (kW)	Toplam Ekserji Kaybı (kW)
1300	14,04	2,67	1,04	0,45	0,12	9,76
1600	16,06	3,39	1,42	0,53	0,09	10,63
1900	18,46	3,78	1,75	0,67	0,13	12,13
2200	20,89	4,00	2,01	0,82	0,20	13,86
2500	21,80	3,92	2,24	0,96	0,20	14,48
2800	22,38	3,97	2,40	0,90	0,13	14,98

Tablo 5.8 7,2 sıkıştırma oranında tüm ekserji değerleri

Devir (d/d)	Yakıt Ekserjisi (kW)	Efektif Güç Ekserjisi (kW)	Egzoz Ekserjisi (kW)	Soğutma Suyu Ekserjisi (kW)	Isı Transferi Ekserjisi (kW)	Toplam Ekserji Kaybı (kW)
1300	14,11	2,77	1,15	0,39	0,19	9,61
1600	18,28	3,66	1,58	0,48	0,29	12,27
1900	20,67	4,10	1,95	0,53	0,29	13,8
2200	23,67	3,91	2,21	0,65	0,44	16,46
2500	24,08	4,13	2,52	0,70	0,39	16,34
2800	24,30	4,03	2,76	0,82	0,35	16,34

Tablo 5.9 6,2 sıkıştırma oranında tüm ekserji değerleri

Devir (d/d)	Yakıt Ekserjisi (kW)	Efektif Güç Ekserjisi (kW)	Egzoz Ekserjisi (kW)	Soğutma Suyu Ekserjisi (kW)	Isı Transferi Ekserjisi (kW)	Toplam Ekserji Kaybı (kW)
1300	15,10	2,70	1,43	0,28	0,23	10,46
1600	19,51	3,54	1,86	0,35	0,37	13,39
1900	21,73	4,02	2,20	0,41	0,38	14,72
2200	23,84	3,82	2,44	0,54	0,44	16,60
2500	25,18	3,92	2,91	0,62	0,47	17,26
2800	25,21	3,79	3,23	0,70	0,39	17,10



Tablo 5.10 8,2 sıkıştırma oranında yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak diğer ekserji değerleri.

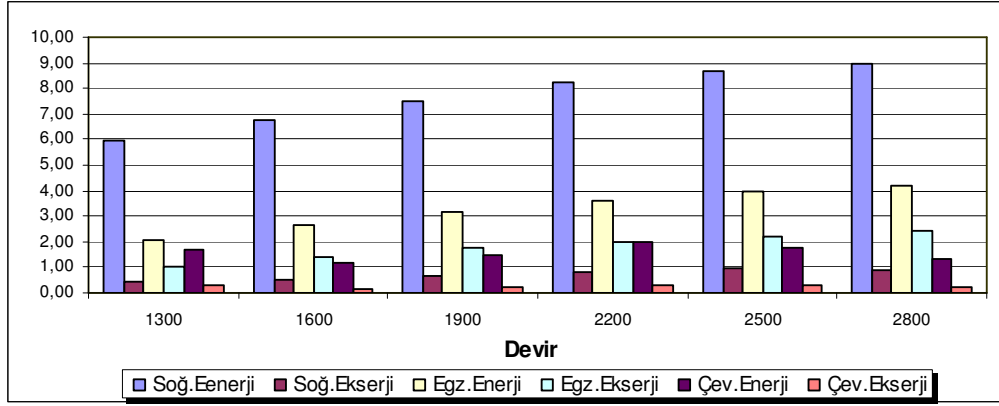
Devir (d/d)	Yakıt Ekserjisi (%)	Efektif Güç (%)	Egzoz Ekserjisi (%)	Soğutma Suyu Ekserjisi (%)	Isı Transferi Ekserjisi (%)	Toplam Ekserji Kaybı (%)
1300	100	19,02	7,41	3,21	0,85	69,52
1600	100	21,11	8,84	3,30	0,56	66,19
1900	100	20,48	9,48	3,63	0,70	65,71
2200	100	19,15	9,62	3,93	0,96	66,35
2500	100	17,98	10,28	4,40	0,92	66,42
2800	100	17,74	10,72	4,02	0,58	66,93

Tablo 5.11 7,2 sıkıştırma oranında yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak diğer ekserji değerleri.

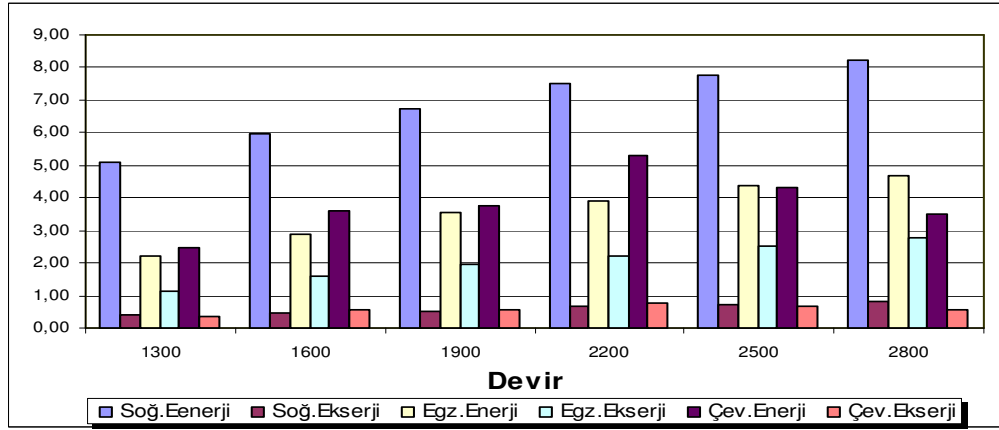
Devir (d/d)	Yakıt Ekserjisi (%)	Efektif Güç (%)	Egzoz Ekserjisi (%)	Soğutma Suyu Ekserjisi (%)	Isı Transferi Ekserjisi (%)	Toplam Ekserji Kaybı (%)
1300	100	19,63	8,15	2,76	1,35	68,11
1600	100	20,02	8,64	2,63	1,59	67,12
1900	100	19,84	9,43	2,56	1,40	66,76
2200	100	16,52	9,34	2,75	1,86	69,54
2500	100	17,15	10,47	2,91	1,62	67,86
2800	100	16,58	11,36	3,37	1,44	67,24

Tablo 5.12 6,2 sıkıştırma oranında yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak diğer ekserji değerleri.

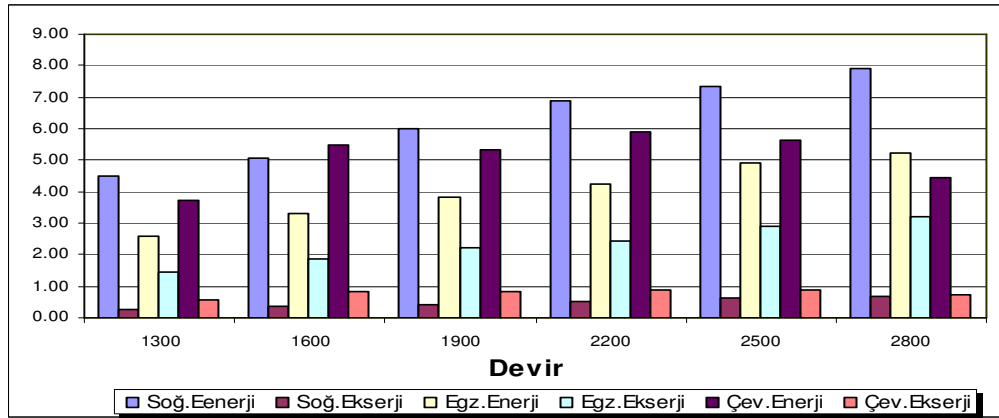
Devir (d/d)	Yakıt Ekserjisi (%)	Efektif Güç (%)	Egzoz Ekserjisi (%)	Soğutma Suyu Ekserjisi (%)	Isı Transferi Ekserjisi (%)	Toplam Ekserji Kaybı (%)
1300	100	17,88	9,47	1,85	1,52	69,27
1600	100	18,14	9,53	1,79	1,90	68,63
1900	100	18,50	10,12	1,89	1,75	67,74
2200	100	16,02	10,23	2,27	1,85	69,63
2500	100	15,57	11,56	2,46	1,87	68,55
2800	100	15,03	12,81	2,78	1,55	67,83



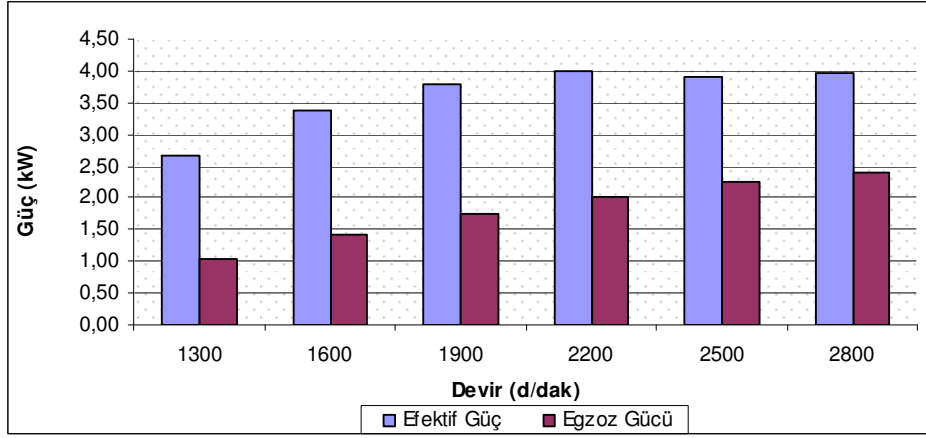
Şekil 5.5 8,2 sıkıştırma oranı soğutma suyu, egzoz ve çevreye ısı transferi enerji ve ekserji değerlerinin karşılaştırılması



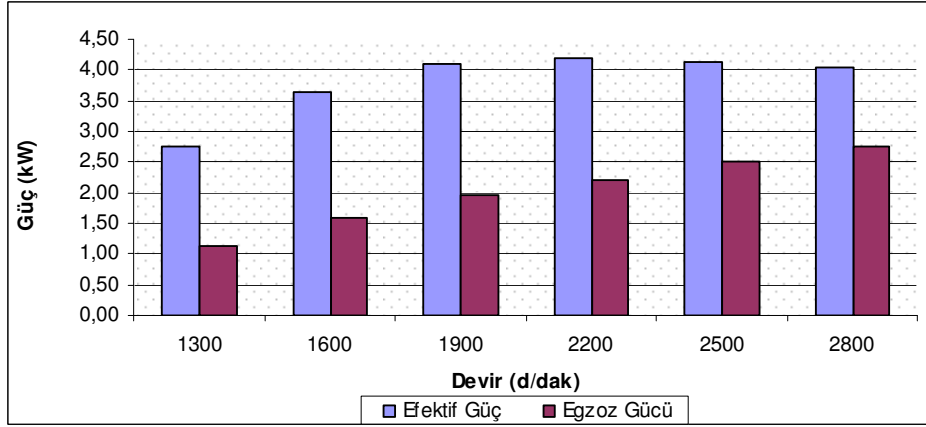
Şekil 5.6 7,2 sıkıştırma oranı soğutma suyu, egzoz ve çevreye ısı transferi enerji ve ekserji değerlerinin karşılaştırılması



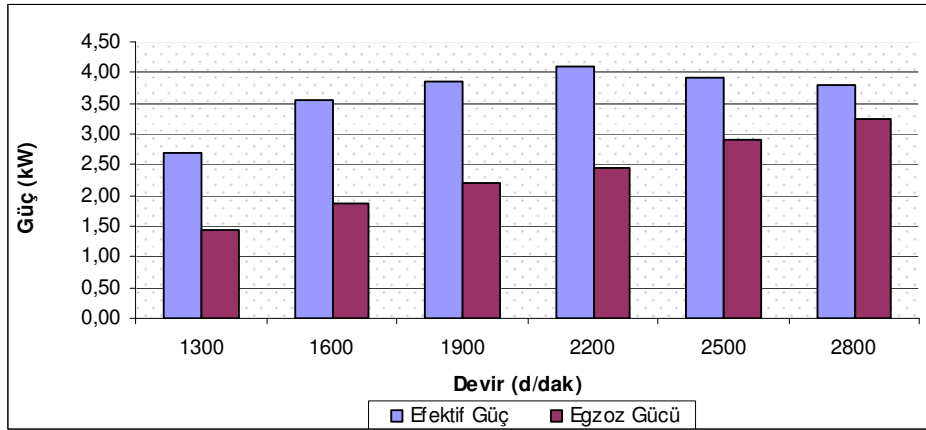
Şekil 5.7 6,2 sıkıştırma oranı soğutma suyu, egzoz ve çevreye ısı transferi enerji ve ekserji değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 5.8 8,2 sıkıştırma oranı Etkif güç ve Egzoz gücünün karşılaştırılması



Şekil 5.9 7,2 sıkıştırma oranı Etkif güç ve Egzoz gücünün karşılaştırılması

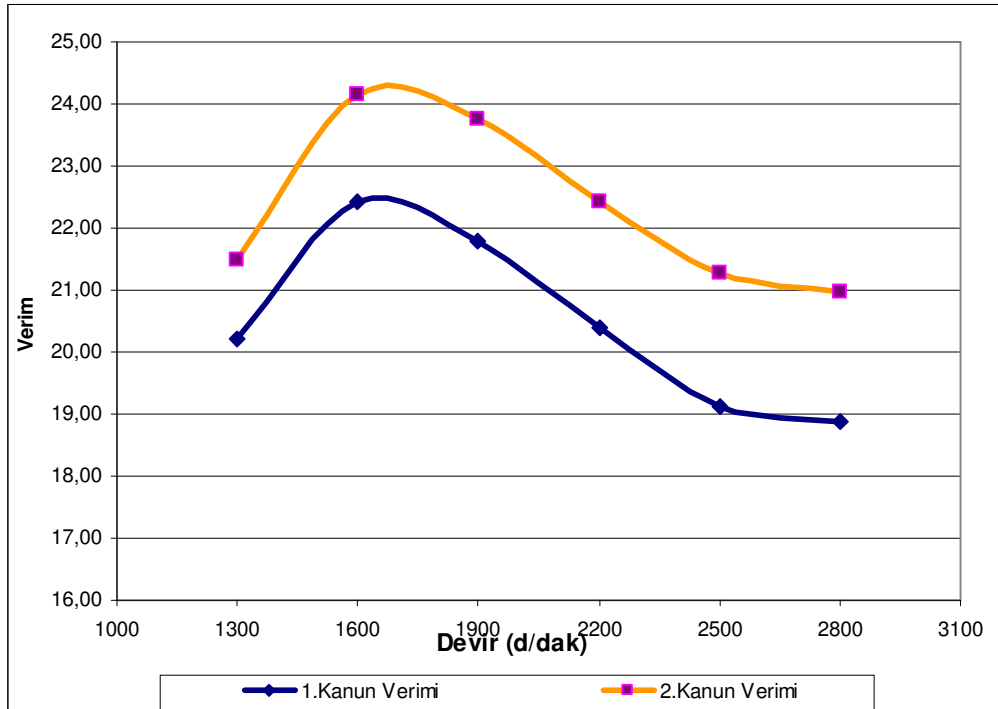


Şekil 5.10 6,2 sıkıştırma oranı Etkif güç ve Egzoz gücünün karşılaştırılması

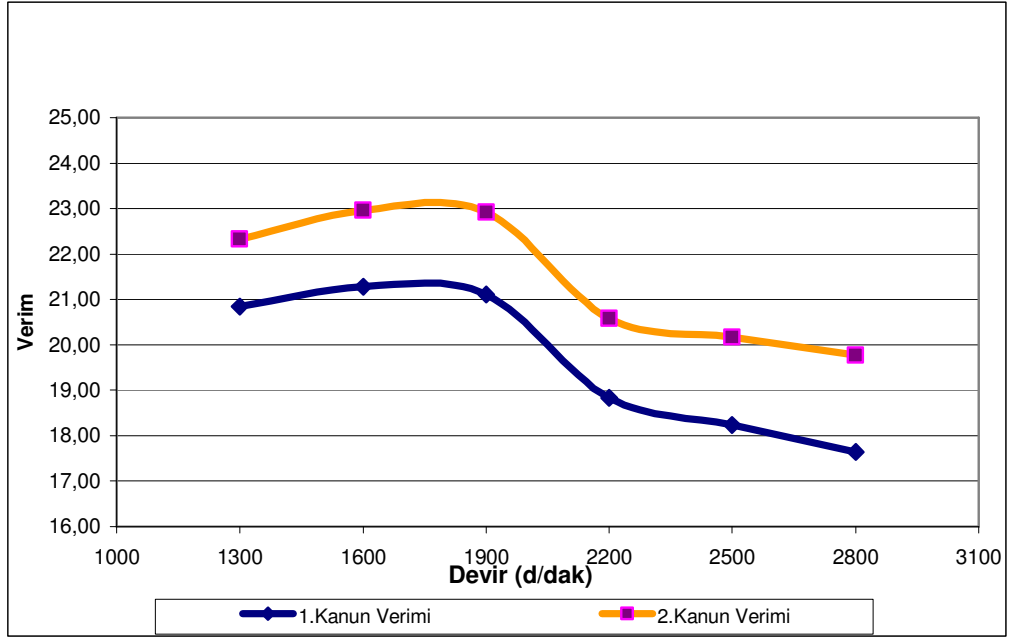
Şekil 5.8, Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da efektif güç ve egzoz gücünün karşılaştırıldığı grafiklerde, egzoz gücünün, motor milinden alınan faydalı gücün %40 ile %80'i arasında değiştiği görülmektedir.

Farklı sıkıştırma oranlarında, 1.Kanun ve 2.Kanun verimlerine ait grafikler incelenirse Şekil 5.11'de 8,2 sıkıştırma oranında, Şekil 5.12'de 7,2 sıkıştırma oranında, Şekil 5.13'de 6,2 sıkıştırma oranında, birinci ve ikinci kanun verimleri karşılaştırılmıştır. Şekil 5.14 ve Şekil 5.15'de ise 1.Kanun ve 2.Kanun verimleri farklı sıkıştırma oranlarında karşılaştırılmıştır.

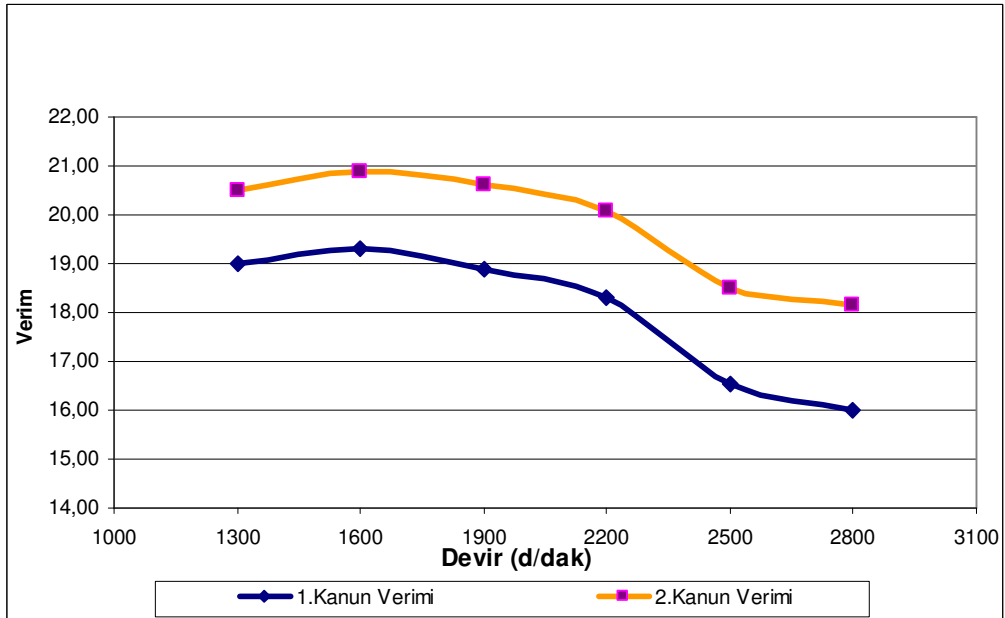
Sıkıştırma oranı, motor gücünü ve verimini etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Benzinli motorlarda sıkıştırma oranı termik verimin bir fonksiyonudur. Sıkıştırma oranının artmasıyla sıkıştırma ve yanma sonu basınç ve sıcaklıkları yükselmekte, dolayısıyla termik verim artmaktadır. Termik verimin artması, efektif verimi dolayısıyla efektif gücüde artırmaktadır.



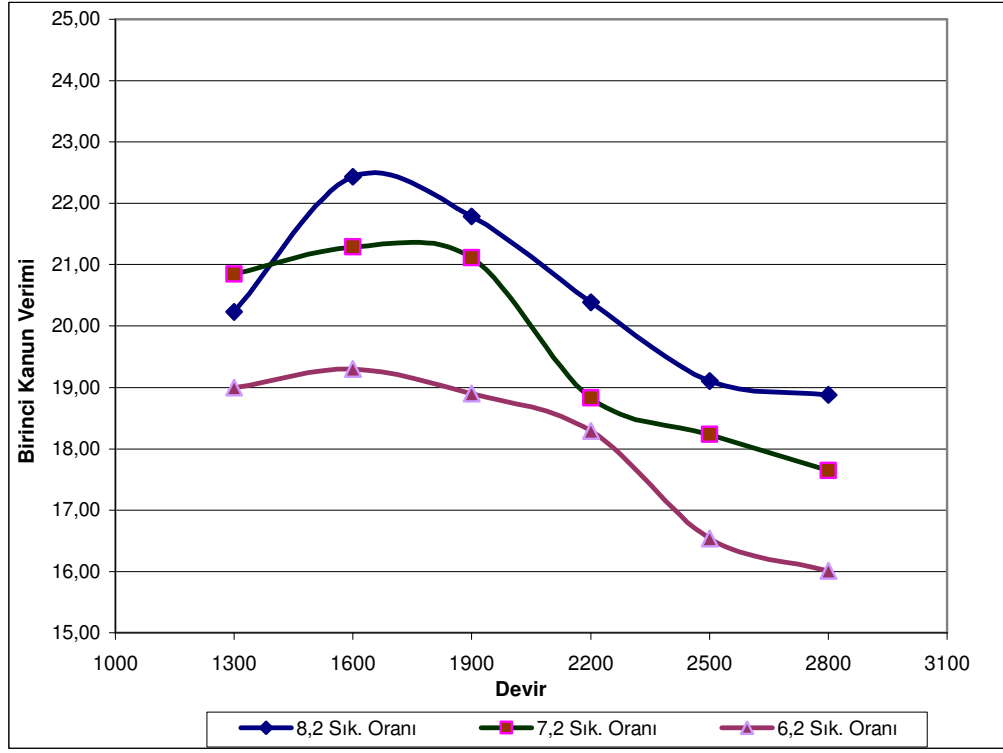
Şekil 5.11 8,2 sıkıştırma oranı 1. ve 2. kanun verimlerinin karşılaştırılması



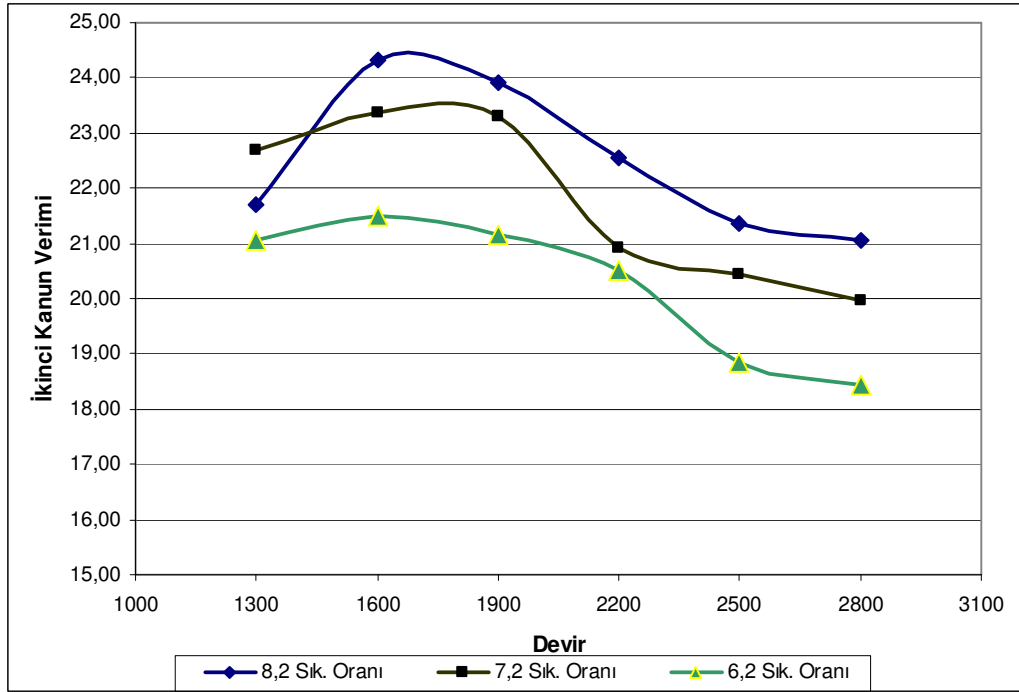
Şekil 5.12 7,2 sıkıştırma oranı 1. ve 2. kanun verimlerinin karşılaştırılması



Şekil 5.13 6,2 sıkıştırma oranı 1. ve 2. kanun verimlerinin karşılaştırılması

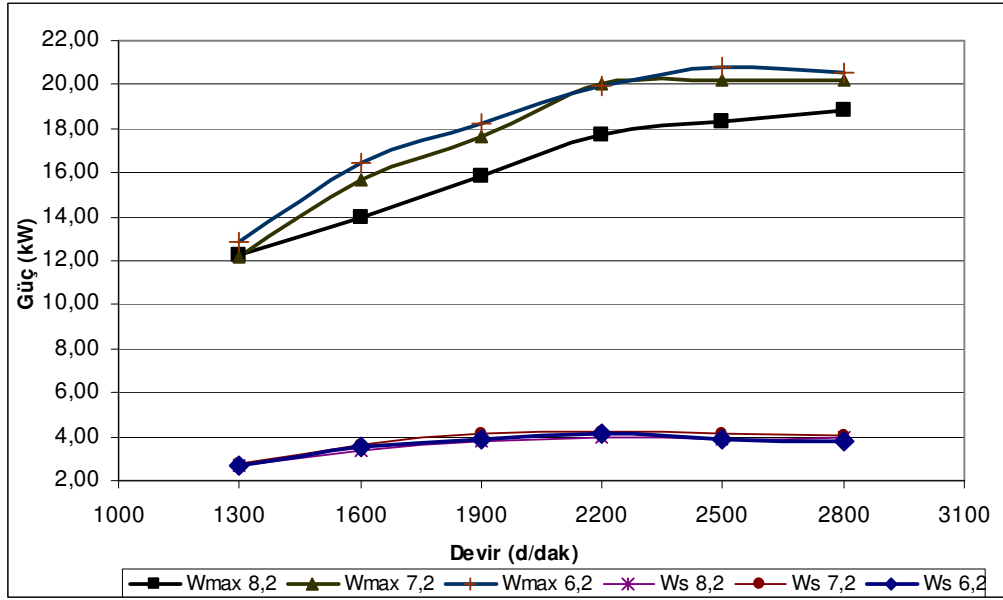


Şekil 5.14 Farklı sıkıştırma oranlarında 1. kanun verimlerinin karşılaştırılması

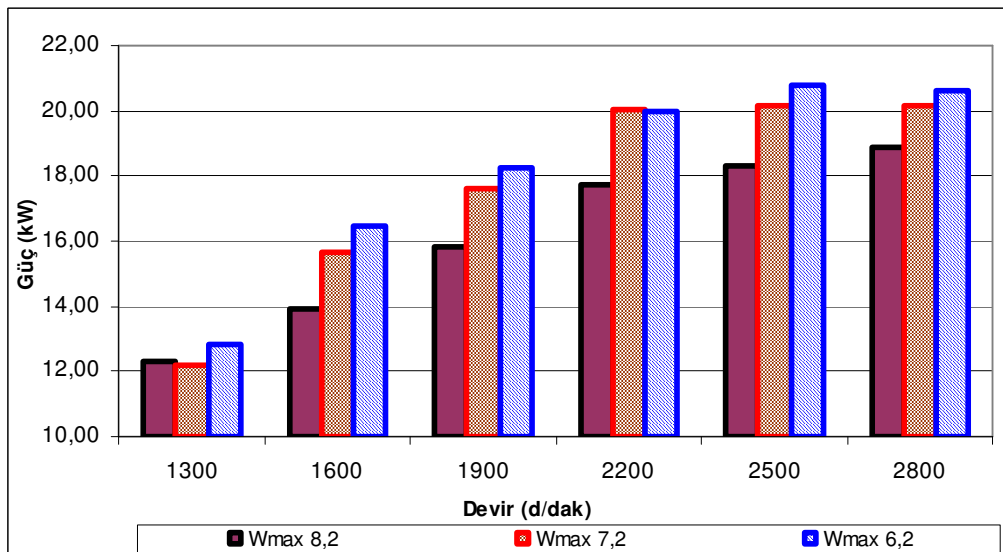


Şekil 5.15 Farklı sıkıştırma oranlarında 2. kanun verimlerinin karşılaştırılması

Şekil 5.16'da farklı sıkıştırma oranlarında, ikinci kanuna göre tersinir şartlarda motordan alınabilecek maksimum gücün, faydalı güçle değişim grafiği görülmektedir. Sıkıştırma oranının artmasıyla motordan alınacak maksimum güç azalmaktadır. Efektif güç ise sıkıştırma oranının artmasıyla artmaktadır. Motor devrinin artması maksimum gücü, efektif güce göre daha fazla artırmaktadır.



Şekil 5.16 Farklı sıkıştırma oranlarında maksimum güç ile efektif gücün karşılaştırılması



Şekil 5.17 Farklı sıkıştırma oranlarında 2.Kanun maksimum gücünün değişimi

## BÖLÜM 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

İçten yanmalı motorlarda 1.Kanun'a göre enerji dengesinin çıkarılmasının önemi yanında motor çalışma parametrelerinin optimum çalışma aralığının belirlenmesi açısından 2.Kanun'a göre de analizin yapılması önem arz etmektedir. Motorlarda ekserji dengesinin çıkarılarak kayıp enerjilerin tespit edilmesi motor geliştirme çalışmalarına yol göstermektedir.

Bu çalışmada, tek silindirli, değişken sıkıştırma oranı ve ateşleme avans düzeneğine sahip, su soğutmalı bir benzin motorunda farklı sıkıştırma oranlarının tam yük şartlarında ölçülen parametreleri kullanılarak, Termodinamiğin 1.Kanun'una ve 2.Kanun'una göre analizler yapılmıştır. Yapılan enerji analizinde, yakıt enerjisi, efektif güç, sürtünme gücü, egzoz enerjisi, soğutma suyu enerjisi ve çevreye ısı kayıpları hesaplanmıştır. 2.Kanununa göre yapılan ekserji analizinde ise, yakıt ekserji, faydalı güç, egzoz ekserji, soğutma suyu ekserji ve kayıp ekserji değerleri hesaplanmıştır.

Hesaplamalar sonucunda, sıkıştırma oranının artmasıyla, efektif güç, çevreye ısı transferi, soğutma suyuna ısı transferi ve sürtünme gücünün arttığı; Buna karşılık egzoz gazları enerjisinin azaldığı tespit edilmiştir. Egzoz gazlarının enerjisindeki azalmanın sıkıştırma oranındaki artışa bağlı olarak azalmasının nedeni genişleme oranının artmasıdır.

8,2 sıkıştırma oranında, yakıtın yanması ile elde edilen enerji değerinin, %18,8-%20,2'si efektif güç ile faydalı işe, %15,5-%20'si egzoz gazlarına kayıp olarak, %42,7-%45,3'ü soğutma sistemine ısı transferi kaybı olarak, %6,2-%12,7'si çevreye ısı transferi kaybı olarak, %6,2-%12,2'si sürtünme gücü kaybı olarak gerçekleşmiştir.



7,2 sıkıştırma oranında, yakıtın yanması ile elde edilen enerji değerinin, %17,6-%20,8'i efektif güç ile faydalı işe, %16,5-%20,3'ü egzoz gazlarına kayıp olarak, %36-%38,3'ü soğutma sistemine ısı transferi kaybı olarak, %15,3-%18,5'i çevreye ısı transferi kaybı olarak, %5,7-%10,6'si sürtünme gücü kaybı olarak gerçekleşmiştir.

6,2 sıkıştırma oranında, yakıtın yanması ile elde edilen enerji değerinin, %16-%19'u efektif güç ile faydalı işe, %18,2-%22'si egzoz gazlarına kayıp olarak, %31,6-%33,5'u soğutma sistemine ısı transferi kaybı olarak, %18,8-%26,1'i çevreye ısı transferi kaybı olarak, %4,9-%9,6'si sürtünme gücü kaybı olarak gerçekleşmiştir.

Termodinamiğin 1.Kanununa göre yapılan enerji analizi sonucu, Efektif verim sıkıştırma oranının artmasıyla artmaktadır. Efektif verimdeki değişimler 8,2 sıkıştırma oranında %19,88 ile %22,44 arasında, 7,2 sıkıştırma oranında %17,64 ile %21,28 arasında ve 6,2 sıkıştırma oranında %16 ile %19,30 arasında bulunmuştur.

1.Kanun analizi sonucu, motordan alınabilecek en yüksek verim, %22,44 ile 1600 d/d motor devrinde ve 8,2 sıkıştırma oranında elde edilmiştir. Buna karşılık 2.Kanun analizine göre ise, motordan alınabilecek en yüksek verim, aynı devir ve sıkıştırma oranında %24,15 olarak hesaplanmıştır. Bu farklılığın yanma verimini iyileştirmek suretiyle ortadan kaldırılması mümkündür. Burada sadece enerji analizine göre bir değerlendirme yapılarak, motorun ekonomik çalışma şartlarının belirleniminin yeterli olmadığı görülmektedir.

Hesaplamalar sonucunda, Efektif güç ekserjisi, işin kendisinin %100 ekserji olmasından dolayı 1.kanuna göre hesaplanan efektif güç değeri ile aynıdır. Sıkıştırma oranının artırılması, egzoz gazları enerjisinin kullanılabilirliğini azalmaktadır. Çevreye ve soğutma sistemine olan ekserji kaybının ise arttığı tespit edilmiştir.

8,2 sıkıştırma oranında, yakıt ekserjisinin, %18,8-%20,2'in faydalı işe dönüştüğü tespit edilmiştir. Toplam kayıp enerji %81,2 ile %79,8 arasında değişmiştir. Kayıp enerjinin %7,4-%10,7'inin egzoz gazlarının kullanılabilirliğini artırdığını, soğutma sistemine olan kayıp ekserjinin %3,2-%4 arasında değiştiği ve çevreye olan ekserji

kaybının ise %0,58-%0,96 arasında olduğu hesaplanmıştır. Toplam tersinmezliğin ise %66,35 ile %69,52 arasında değiştiği belirlenmiştir.

7,2 sıkıştırma oranında, yakıt ekserjisinin, %17,6-%20,8'in faydalı işe dönüştüğü tespit edilmiştir. Toplam kayıp enerji %82,4 ile %79,2 arasında değişmiştir. Kayıp enerjinin %8,1-%11,3'ünün egzoz gazlarının kullanılabilirliğini artırdığını, soğutma sistemine olan kayıp ekserjisinin %2,5-%3,3 arasında değiştiği ve çevreye olan ekserji kaybının ise %1,3-%1,8 arasında olduğu hesaplanmıştır. Toplam tersinmezliğin ise, %66,76 ile %69,54 arasında değiştiği hesaplanmıştır.

6,2 sıkıştırma oranında, yakıt ekserjisinin, %16-%18,5'inin faydalı işe dönüştüğü tespit edilmiştir. Toplam kayıp enerji %84 ile %81,5 arasında değişmiştir. Kayıp enerjinin %9,4-%12,8'inin egzoz gazlarının kullanılabilirliğini artırdığını, soğutma sistemine olan kayıp ekserjisinin %1,8-%2,9 arasında değiştiği ve çevreye olan ekserji kaybının ise %1,5-%1,9 arasında olduğu hesaplanmıştır. Toplam tersinmezliğin ise %67,74 ile %69,63 arasında değiştiği tespit edilmiştir.

Termodinamiğin 2.Kanununa göre yapılan ekserji analizi sonucu, Efektif verim sıkıştırma oranının artmasıyla artmaktadır. 8,2 sıkıştırma oranında, %20,96 ile %24,15 arasında değişmekte, 7,2 sıkıştırma oranında, %19,78 ile %22,96 arasında değişmekte, 6,2 sıkıştırma oranında ise, %18,16 ile %20,90 arasında değişmektedir.

Termodinamiğin 2.Kanununa göre yapılan ekserji analizi sonucu, motorda tersinir şartlarda elde edilebilecek maksimum güç, 8,2 sıkıştırma oranında, %84,67 ile %88,54 arasında, 7,2 sıkıştırma oranında, %83,85 ile %87,78 arasında ve 6,2 sıkıştırma oranında ise %82,87 ile %87,18 arasında değişmektedir.

Egzoz gazlarının kullanılabilirliği, egzoz enerjisinin %50-%60'ı arasında değişmektedir. Egzoz gazlarının kullanılabilir enerjisinin motor efektif gücünün motor devrine bağlı olarak %50 ile %70'i arasında (tam yük şartlarında) değiştiği tespit edilmiştir. Benzinli motorlarda egzoz gazlarının kullanılabilirliği egzoz devresine konulacak bir güç türbini ile kazanılabilir. Benzinli motorlarda özellikle tam yük şartlarında turbo doldurma vuruşu riski nedeniyle mümkün değildir. Bu

nedenle tam yük şartlarında egzoz gazları kullanılabilir enerjisinin turbo doldurucu ile kazanılması mümkün değildir. Ancak egzoz devresine ilave bir güç türbini bağlamak suretiyle kayıp ekserjinin (kullanılabilir egzoz enerjisinin) faydalı işe dönüştürülmesi mümkün olabilir. İlave olarak benzinli motorun rankine alt çevrimi ile kombine çalıştırılması durumunda motordan elde edilebilecek faydalı iş önemli ölçüde artırılabilir, yakıt sarfiyatında önemli tasarruflar sağlanabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] TRAPUEL, W., Reciprocating Engine and Turbine in Internal Combustion Engineering, Zürich, Switzerland, 1957
- [2] PATTERSON, D. J. and VAN WYLEN, G., A Digital Computer Simulation for Spark-Ignited Engine Cycles, SAE Progress in Technology, vol. 7, 1964
- [3] FLYNN, P., PRIMUS, R., KAMEL, M., Anew Perspective on Diesel Engine Evaluation Based on Second Law Analysis, SAE papers no. 840032. SAE. Inc. 1984
- [4] ALKİDAS, A. C., A Second Law Approach to Exhaust System Optimization, SAE papers no. 840033, SAE. Inc. 1989
- [5] PRIMUS, R. J., The use of Availability and Energy Balances to a Diesel Engines, SAE papers no. 890822, SAE Inc. 1984
- [6] KUMAR, S., MINKOWYCZ, W., PATEL, K., Thermodynamic Cycle Simulation of The Diesel Cycle Exergy As A Second Law Analysis Parameter, Int Commun Heat Mass Transfer, 1989
- [7] KOPAC, M., KOKTURK, L., Determination of Optimum Speed of An Internal Combustion Engine by Exergy Analysis, Int J Exergy, 2005
- [8] SHAPIRO, N., VAN GERPEN, H., Two Zone Combustion Models for Second Law Analysis of Internal Combustion Engines, SAE paper no. 890823. SAE, 1989
- [9] CATON, J.A., A Cycle Simulation Including The Second Law of Thermodynamics for A Spark-Ignition Engine: Implications of The use of Multiple Zones for Combustion, SAE, 2002
- [10] ALASFOUR, F.N., Butanol A Single-Cylinder Engine Study Availability Analysis, Appl Therm Eng, 1997
- [11] RAKOPOULOS, C.D., GIAKOUMIS, E.G., Simulation and Exergy Analysis of Transient Diesel Engine Operation, Energy Convers Management, 1997

- [12] RAKOPOULOS, C.D., GIAKOUMIS, E.G., Parametric Study of Transient Turbocharged Diesel Engine Operation From The Second-Law Perspective, SAE, 2004
- [13] RAKOPOULOS, C.D., Evaluation of A Spark Ignition Engine Cycle Using First And Second Law Analysis Techniques, Energy Convers Management, 1993
- [14] PARLAK, A., YASAR H., KOLİP, A., Standart ve Düşük Isı Kayıplı Bir Dizel Motorunun Tersinmezlik Kaynaklarının Karşılaştırmalı Analizi., 8. Yanma Sempozyumu, Ankara, 2005.
- [15] ÖZGENER, L., HEPBAŞLI, A., HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliği ve Uygulamaları, VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 2003
- [16] ÇENGEL, Y.A., BOLES, M.A., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Ekonomik Baskı, Mc Graw Hill, Literatür Yayıncılık, 1996
- [17] YALÇIN, H., Balıkesir İl Merkezinde Isıtma Sektöründe Kullanılan Yakıtların Enerji ve Ekserji Analizi ve Çevresel Etkiler, Yüksek Lisans Tezi, BAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir, 2005
- [18] KÜÇÜKEFE, O. B., Bir Termik Santralde Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, BAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir, 2004
- [19] KOTAS, T. J., The Exergy Method of Thermal Plant Analysis., Butterworth, London, 1985
- [20] ALKIDAS, A.C., The Application of Availability and Energy Balances to A Diesel Engine., Trans ASME Eng Gas Turbines Power 1988
- [21] ÇONKAR, O. B., Gemi Dizel Motorlarında İkinci Kanun Analizi ve Entropi Üretimi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2004
- [22] RAKOPOULOS, C.D., GIAKOUMIS, E.G., Simulation and Analysis of A Naturally Aspirated Idı Diesel Engine Under Transient Conditions Comprising the Effect of Various Dynamic and Thermodynamics Parameters, SAE, 1996
- [23] BORAT, O., BALCI, M., SÜRMEŒ A., Yanma (Aerotermokimya) Bilgisi, Teknik Eğitim Vakfı Yayınları-4, Ankara, 1992
- [24] MORAN, M.J., Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Wiley, New York, 2000
- [25] Moran M.J., Availability Analysis a Guide to Efficient Energy use, Prentice-Hall, New Jersey, 1982

- [26] PARLAK, A., YASAR, H., ELDOGAN, O., The Effect of Thermal Barrier Coating on A Turbo-Charged Diesel Engine Performance and Exergy Potential of The Exhaust Gas, Energy Convers Manage, 2005

## ÖZGEÇMİŞ

1974 yılında Erzurum'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Erzurum'da tamamladı. Yüksek öğrenimini Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi bölümünde tamamladı. Halen Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde eğitimine devam etmektedir. Ayrıca Balıkesir Dursunbey Mesleki Eğitim Merkezinde motor öğretmeni olarak görev yapmaktadır. Evli ve bir çocuk babasıdır.