

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

**LPG İLE ÇALIŞAN BİR BENZİN MOTORUNDA EKSERJİ
ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Aytaç KART

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA EĞİTİMİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOLİP

Temmuz 2009

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

LPG İLE ÇALIŞAN BİR BENZİN MOTORUNDA EKSERJİ
ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Aytaç KART

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA EĞİTİMİ

Bu tez 15/07/2009 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOLİP
Jüri Başkanı



Doç. Dr. Adnan PARLAK
Üye



Yrd. Doç. Dr. Halit YAŞAR
Üye



TEŞEKKÜR

Tezin hazırlanması aŐamasında bana her tŒrlŒ desteği veren ve çalıŐmalarım esnasında bana sŒrekli anlayıŐla yaklaŐan danıŐman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOLİP 'e sonsuz teŐekkŒrlerimi sunarım. Ayrıca deneysel çalışmalarda bana çok bŒyŒk yardımları olan Araştırma gŒrevlisi Sayın Vezir AYHAN ve Murat KAPSIZ' a katkılarından dolayı teŐekkŒrŒ bir borç bilirim.

Bunların yanı sıra çalıŐmalarımı yaparken bana her konuda maddi manevi desteğini esirgemeyen aileme minnet borçluyum.

Aytaç KART

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	viii
TABLOLAR LİSTESİ.....	x
ÖZET.....	xii
SUMMARY.....	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
DENEY YAKITLARININ ÖZELLİKLERİ.....	5
2.1. Benzinin Karakteristik Özellikleri.....	6
2.1.1. Uçuculuk.....	6
2.1.1.1. Buhar basıncı.....	7
2.1.1.2. Damıtma eğrisi	7
2.1.1.3. Buhar-sıvı oranı.....	7
2.1.2. Vuruntuya karşı direnç.....	7
2.1.3. Korozyon özelliği.....	8
2.1.4. Benzinin tam ve teorik yanma denklemleri.....	8
2.2. LPG (Sıvılaştırılmış Petrol Gazı).....	9
2.2.1. LPG' nin fiziksel ve kimyasal özellikleri.....	9
2.2.2. LPG' nin tam ve teorik yanma denklemleri.....	12

BÖLÜM 3.

TERMODİNAMİK ANALİZLER.....	14
3.1. Enerji ve Ekserji Kavramı.....	14
3.2. Enerji Analizi.....	15
3.3. Ekserji Analizi.....	17
3.3.1. Ekserjiye dayanan temel kavramlar.....	18
3.3.1.1. Ekserji Kavramının Önemli Boyutları.....	21
3.3.2. Ekserjinin bileşenleri	21
3.3.2.1 Kinetik ekserji.....	22
3.3.2.2 Potansiyel ekserji	23
3.3.2.3 Fiziksel ekserji	23
3.3.2.4 Kimyasal ekserji	23
3.3.3. Çeşitli enerji türlerinin ekserjileri.....	24
3.3.3.1. İş transferine bağlı ekserji	24
3.3.3.2. Isı transferine bağlı ekserji	25
3.3.3.3. Maddenin kararlı akışına bağlı ekserji.....	25
3.3.4. Kapalı sistem için ekserji analizi.....	26
3.3.5. Kimyasal ve termomekaniksel ekserji	28
3.3.5.1. Durum 1.....	29
3.3.5.2. Durum 2.....	30
3.3.5.3. Durum 3.....	31
3.3.6. Fiziksel ekserji	32
3.3.7. Ekserji kaybı.....	33
3.3.8. Ekserji verimi.....	34
3.3.9. Verim hatası.....	35

BÖLÜM 4.

MATERYAL VE METOT.....	37
4.1. Deney Düzenegi ve Deneyde Kullanılan Cihazlar.....	37
4.1.1. Deney motoru	39
4.1.2. Eğik manometre.....	40
4.1.3. Soğutma kulesi.....	40
4.1.4. LPG düzenegi.....	41

4.1.5. Göstergeler paneli.....	42
4.1.6. Egzoz kalorimetresi	43
4.2. Deneysel Çalışma, Deneyin Yapılışı ve Ölçümler.....	45
4.3. Hesaplamalarda Kullanılan Formüller.....	46
4.3.1. Motor döndürme momenti ve efektif Güç.....	47
4.3.2. Ortalama efektif basınç.....	48
4.3.3. Özgül yakıt tüketimi	48
4.3.4. Efektif verim.....	49
4.3.5. Volümetrik verim.....	50
4.3.6. Hava fazlalık katsayısı.....	50
4.3.7. Hava debisi ölçümü.....	50
4.4. Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması.....	51
4.4.1. Motora enerji analizinin uygulanması.....	51
4.4.1.1. Yakıt enerjisi.....	51
4.4.1.2. Efektif güç.....	52
4.4.1.3. Egzoz enerjisi.....	52
4.4.1.4. Soğutma suyu enerjisi.....	53
4.4.1.5. Sürtünme gücü.....	53
4.4.1.6. Radyasyon enerjisi.....	54
4.4.2. Motora ekserji analizinin uygulanması.....	54
4.4.2.1 Yakıt ekserjisi	55
4.4.2.2 Efektif güç ekserjisi.....	58
4.4.2.3 Egzoz ekserjisi	58
4.4.2.4 Soğutma suyu ekserjisi	64
4.4.2.5 Sürtünme gücü ekserjisi.....	64
4.4.2.6 Radyasyon ekserjisi.....	65
4.4.2.7 Motorlarda ekserji dengesi.....	65

BÖLÜM 5.

DENEYSEL SONUÇLAR.....	66
5.1. Benzin ve LPG Yakıtı İçin Motor Performans Eğrileri.....	66
5.2. Enerji Analizi Sonuçları.....	68
5.3. 2000 d/d için Sankey (Enerji) Diyagramı.....	72

5.3.1. Benzin yakıtlı motorda 2000 d/d için Sankey (Enerji) Diyagramı.....	72
5.3.2. LPG yakıtlı motorda 2000 d/d için Sankey (Enerji) Diyagramı.....	73
5.4. Ekserji Analizi Sonuçları.....	74
5.5. 2000 d/d için Grassmann (Ekserji) Diyagramı.....	77
5.5.1. Benzin yakıtlı motorda 2000 d/d için Grassmann (Ekserji) Diyagramı.....	77
5.5.2. LPG yakıtlı motorda 2000 d/d için Grassmann (Ekserji) Diyagramı.....	78
BÖLÜM 6.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	80
KAYNAKLAR.....	84
ÖZGEÇMİŞ.....	87

SİMGELER LİSTESİ

c	: Özgül ısı, kJ/kgK
d	: Orifis çapı, m
e_i	: i maddesinin kontrol hacmine giriş ekserjisi, kW
e_j	: j maddesinin kontrol hacminden çıkış ekserjisi, kW
e_{fiz}	: Fiziksel ekserji, kW
e_{kim}	: Kimyasal ekserji, kW
e_{pot}	: Potansiyel ekserji, kW
e_{tm}	: Termomekaniksel ekserji, kW
\dot{E}	: Ekserji, kW
g	: Yerçekimi ivmesi, m/s ²
G	: Gibbs fonksiyonu, kJ/K
h	: Manometre su sütunu yüksekliği, mmss
\bar{h}	: Özgül molar entalpi, kJ/kmol
H_u	: Alt ısı değer, kJ/kg
I	: Toplam tersinmezlik, kJ
\dot{m}	: Kütleli debi, kg/s
M_d	: Motor momenti, Nm
n	: Motor hızı, d/dak
n_i	: i maddesinin mol sayısı
p	: Basınç, Pa
p_{me}	: Ortalama efektif basınç, Pa
P_e	: Motor gücü, kW
R	: Üniversal gaz sabiti, kJ/kmol
sfc	: Özgül yakıt tüketimi, g/kWh
s	: Özgül entropi, kJ/kgK
\bar{s}	: Özgül molar entropi, kJ/kmolK
$S_{ür}$: Entropi üretimi, kJ/kgK

T	: Sıcaklık, °C veya K
t	: Yakıt tüketme süresi, s
V	: Tüketilen yakıt hacmi, cm^3
\dot{V}	: Hacimsel debi, m^3/s
\dot{V}_h	: Hava debisi, l/dak
y_i	: i maddesinin mol oranı
Z	: Kot farkı, m
$W_{\text{sür}}$: Sürtünme gücü, kW
\dot{Q}	: Birim zamanda ısı geçişi, kW
μ_i	: i maddesinin kimyasal potansiyeli, kJ/kmol
ρ_h	: Havanın yoğunluğu, g/cm^3
ρ_y	: Yakıtın yoğunluğu, g/cm^3
ψ	: Ekserjik (Rasyonel) verim, %
η_e	: Efektif verim, %
δ_n	: Tesisteki n bileşenin verim hatası
λ	: Hava fazlalık katsayısı

ALT İNDİSLER

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

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1.	Sistem sınırından girip çıkan madde akısının ekserji bileşenleri.....	22
Şekil.3.2.	Bileşik sistem ve çevre.....	26
Şekil 3.3.	Kararlı akış halindeki bir maddenin fiziksel ekserji tayininde kullanılan tersinir modül.....	33
Şekil 4.1.	Benzin ile çalışan deney düzeneğinin şematik görünüşü.....	39
Şekil 4.2.	LPG ile çalışan deney düzeneğinin şematik görünüşü.....	39
Şekil 4.3.	Deney motorunun görünüşü.....	40
Şekil 4.4.	Hava Tankı.....	41
Şekil 4.5.	Eğik Manometre.....	41
Şekil 4.6.	Soğutma Kulesi Düzeneği.....	42
Şekil 4.7.	LPG Düzeneği.....	43
Şekil 4.8.	Göstergeler Paneli.....	44
Şekil 4.9.	Egzoz Kalorimetresi.....	44
Şekil.4.10.	Deney Düzeneğinin Görünüşü.....	45
Şekil 4.11.	Kontrol Paneli.....	45
Şekil 4.12.	Yakıt Ölçer.....	45
Şekil 4.13.	Elektrikli Dinamometre.....	46
Şekil 4.14.	Yakıt hava karışımlarının yanması ile teşekkül eden ürünlerde su gazı dengesi veya ısıl ayrışma hesabı için akış diyagramı.....	63
Şekil.5.1.	Benzin ve LPG yakıtı ile çalıştırmada efektif gücün motor devri ile değişimi.....	68
Şekil.5.2.	Benzin ve LPG yakıtı ile çalıştırmada döndürme momentinin motor devri ile değişimi.....	69
Şekil.5.3.	Benzin ve LPG yakıtı ile çalıştırmada özgül yakıt sarfiyatının motor devri ile değişimi.....	70

Şekil.5.4.	2000 d/d' da tam yük ve tam gazda benzin yakıtlı motorda enerji dağılımı (sankey) diyagramı.....	74
Şekil.5.5.	2000 d/d' da tam yük ve tam gazda LPG yakıtlı motorda enerji dağılımı (sankey) diyagramı.....	75
Şekil.5.6.	2000 d/d' da tam yük ve tam gazda benzin yakıtlı motorda ekserji dağılımı (grassmann) diyagramı.....	79
Şekil.5.7.	2000 d/d' da tam yük ve tam gazda LPG yakıtlı motorda ekserji dağılımı (grassmann) diyagramı.....	80

TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1.	Benzin ve LPG' nin bazı fiziksel özellikleri.....	6
Tablo 2.2.	Bütan ve propanın fiziksel ve kimyasal özellikleri.....	11
Tablo 3.1.	Enerji ve Ekserji kavramlarının karşılaştırılması.....	14
Tablo 4.1.	Yakıtları ve yanma ürünlerini oluşturan bileşenlerin serbest özgül Gibbs enerji değerleri.....	57
Tablo 4.2.	Çevre tanımı.....	57
Tablo 4.3.	Egzoz ürünlerinin entalpi ve entropi hesaplamalarında kullanılan sıcaklığa bağlı özgül ısı sabitleri.....	64
Tablo 5.1.	Motorda farklı devirlerde benzin yakıtı kullanılarak elde edilen enerji bilançosu.....	70
Tablo 5.2.	Motorda farklı devirlerde LPG yakıtı kullanılarak elde edilen enerji bilançosu.....	71
Tablo 5.3.	Motorda farklı devirlerde benzin yakıtından elde edilen yakıt enerjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak enerji dağılımları.....	71
Tablo 5.4.	Motorda farklı devirlerde LPG yakıtından elde edilen yakıt enerjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak enerji dağılımları.....	72
Tablo 5.5.	Motorda farklı devirlerde benzin yakıtından elde edilen toplam kayıp enerjinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak enerji dağılımları.....	72
Tablo 5.6.	Motorda farklı devirlerde LPG yakıtından elde edilen toplam kayıp enerjinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak enerji dağılımları.....	73
Tablo 5.7.	Motorda farklı devirlerde benzin yakıtından elde edilen ekserji bilançosu.....	76

Tablo 5.8.	Motorda farklı devirlerde LPG yakıtından elde edilen ekserji bilançosu.....	76
Tablo 5.9.	Motorda farklı devirlerde benzin yakıtından elde edilen yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak ekserji dağılımları.....	77
Tablo 5.10.	Motorda farklı devirlerde LPG yakıtından elde edilen yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak ekserji dağılımları.....	77
Tablo 5.11.	Motorda farklı devirlerde benzin yakıtından elde edilen ekserji kaybının %100 kabul edilmesi halinde % olarak ekserji dağılımları.....	78
Tablo 5.12.	Motorda farklı devirlerde LPG yakıtından elde edilen ekserji kaybının %100 kabul edilmesi halinde % olarak ekserji dağılımları.....	78

ÖZET

Anahtar Kelimeler: Benzin, LPG, Enerji Analizi, Ekserji Analizi.

Bu çalışmada, tek silindirli, su soğutmalı, benzin ve LPG ile çalışabilen bir motorda, önce benzin ile daha sonra LPG ile yapılan deney verileri alınarak, enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Motor devri, yükü, momenti, yakıt ve su debileri ve sıcaklık değerleri, belirlenmiştir. Daha sonra her bir yakıt için efektif güç, efektif özgül yakıt tüketimi, efektif ve volümetrik verim, hava fazlalık katsayısı, yakıt enerjisi, ısı ve egzoz kayıpları ile sürtünme gücü hesaplanarak en uygun çalışma şartlarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Yakıt özellikleri motor performansını etkilediği için enerji analizi sonucunda motor performansının en iyi olduğu devir her iki yakıt içinde farklı bulunmuştur.

İçten yanmalı motorlarda enerji ve ekserji analizi çalışmaları Bölüm 1' de belirtilmiştir. Bölüm 2' de, deney yakıtlarının özelliklerinden bahsedilmiştir. Bölüm 3' te termodinamik analizlerden enerji ve ekserji analiz açıklamalarına yer verilerek konu ile ilgili çeşitli formüller gösterilmiştir. Bölüm 4' de ise materyal ve metot verilmiş, motor üzerinden deneysel çalışma sonucu alınan verilerin enerji ve ekserji analizi yapılarak, tüm çalışma aralıklarında enerji ve ekserji değerleri belirlenmiştir. Bölüm 5' te ise deneysel sonuçlara yer verilerek enerji ve ekserji verileri ile yakıt enerji ve ekserjisinin yüzde yüz kabulüne göre karşılaştırmalar tablolar şeklinde gösterilmiştir. Ayrıca kayıp enerji ve ekserji yüzdeleri her devir için karşılaştırılmış en iyi çalışma devri belirlenmiştir.

EXERGY ANALYSES IN A GASOLINE ENGINE WORKING WITH LPG

SUMMARY

Keywords: Gasoline, Liquid petroleum gas(LPG), energy analysis, exergy analysis

In this study, we applied energy and exergy analysis by taking the data of test done firstly with gasoline and then LPG in an engine that works with one cylinder, cooling water, gasoline and LPG. In the paper, engine speed, force, moment, fuel and water flow and temperature values are determined. After that it is aimed to be determined the most appropriate working condition, calculating effective power, effective specific fuel consumption, effective and volumetric efficiency, excess air ratio, fuel energy, heat and loss of exhaust and friction power for each fuel type. For the fuel features affect the engine performance, at the end of energy analysis, the speed in which the engine performance is the best is founded differently for each fuel type.

In the paper, the Section1 we studied about the analyses of energy and exergy in internal combustion engine. In the Section2 we told about the features of test fuels. In the Section3, we explain of energy and exergy analyses from thermodynamic analyses and showed some formulas about the study. In Section4 we gave study material and methods, in the each working parts' energy and exergy values are determined, then analyzing energy and exergy of the training data taken from engine. In Section5, experimental findings and evaluation are mentioned and the data of energy and exergy are shown at tables with the acceptance of a hundred percent fuel's energy and fuel's exergy. By the way, loss energy and exergy percents are comparison and the best working speed is determined.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Enerji verimliliği; enerjinin üretimi, iletimi ve tüketilmesi alanlarında kullanılan teknolojilerde, enerjinin en düşük kayıpla ve en yüksek yarar sağlayacak şekilde kullanımı anlamını taşımaktadır. Doğadaki enerji kaynaklarının sınırlı olması ve sürekli olarak maliyetlerinin artması da enerjinin verimli kullanılması konusunda yapılan çalışmaların önemini arttırmaktadır.

İçten yanmalı motorların daha verimli ve etkin kullanımı için enerji analizi yanında aynı zamanda ekserji analizi de gerekmektedir. Ekserji analizi termodinamiğin ikinci yasasına dayandırıldığından, genel olarak prosesteki verimsizliklerin enerji analizine nazaran daha iyi tespit edilmesini sağlamaktadır.

Termodinamiğin birinci yasası; bir etkileşim sırasında enerjinin bir biçimden başka bir biçime dönüşülebileceğini, fakat toplam miktarının sabit kalacağını belirtir. Yani, enerji yaratılmaz ve aynı zamanda da yok edilemez.

Termodinamiğin ikinci yasası; enerjinin niceliğinin (miktarının) yanında niteliğinin de dikkate alınması gerektiğini ortaya koyar ve doğadaki değişimlerin enerjinin niteliğini azaltan yönde gerçekleştiğini belirtir. İkinci yasaya göre, tüm enerji dönüşüm süreçleri tersinmezdir. Bir enerji asla tümüyle başka bir enerjiye dönüşmez. Fakat dönüşmeyen enerji birinci yasa gereği yok olmaz. Bu dönüşmemenin nedeni 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.

Enerji üretimi için kullanılan sıvı yakıtların yanma özellikleri, bu yakıtların kullanıldığı sanayi, gaz türbinleri ve içten yanmalı motorlar için büyük bir öneme sahiptir. 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. Bu konuda;

Marshall, Chigier, Law, Srignano, Faeth, Som ve Diğerleri' nin sıvı yakıtın buharlaşması, yanma teorisi ve yakıtların buharlaşması durumunda entropi belirlenmesi üzerine çalışmaları bulunmaktadır [1- 6].

Puri 1992 yılında bir çalışmasında, düşük Reynold sayısında, yakıtın yanmasındaki tersinmezlik analizini kullanarak optimum bir transfer sayısı belirlemiştir. Isı, işe dönüştürülemediğinde, motor yüzeyinin sıcaklık derecesi daha yüksektir[7].

Yapılan araştırmalarda genellikle termodinamiğin birinci kanununun bakış açısından motorun performans parametreleri belirlenerek incelenmiştir. Termodinamiğin birinci kanunu, enerji kaynağı kullanımının bazı özelliklerinin değerlendirilmesi için yetersizdir[8, 9]. Bir termal sistemin çalışmasının termodinamik ayrıntıları, sadece enerji analizi ile değil, bunun yanında sistemin ekserji analizinin de yapılmasıyla daha iyi anlaşılabilir. Şahin Y. 1997 yılında birinci kanun analizini kullanarak, benzinli bir motorda, supap sisteminde yapılan değişikliğin motor performansına etkisini araştıran bir çalışma yapmıştır[10].

Rakopoulos ve ark. yaptıkları bir çok çalışmalarında dizel ve benzinli motorlarda enerji ve ekserji analizi yapmışlardır[11, 12]. Ayrıca içten yanmalı motorlar üzerine yapılan tüm termodinamik çalışmaları derledikleri bir literatür araştırması da yapmışlardır[13]. Bunların yanında, Rakopoulos ve Giakopumis (1997) çalışmalarında dizel motorlarının ekserji analizi için nümerik bir yöntem geliştirmişlerdir[14]. Diğer bir çalışmalarında ise farklı alternatif yakıtların dizel motorda kullanılmasının ekserji analizini yapmışlardır[15].

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[16]. Alkidas diğer bir çalışmasında ise ısı ve yanma yoluyla ekserji kayıplarının oranının, motorun yanma odası duvarlarının yalıtılmasıyla azalabileceğini açıklamıştır[17].

Kopaç ve Köktürk yaptıkları çalışmada bir benzin motorunda farklı devirlerde motordaki enerji ve ekserji kayıplarını hesaplayarak en uygun çalışma devrinin 2580 d/dak olduğunu belirlemişlerdir[18].

Ayrıca Primus turboşarjlı bir dizel motorunda egzoz sisteminin ikinci kanun analizini yapmıştır. Egzoz gazları ile meydana gelen ekserji kayıplarını karakterize ederek hesaplamalar yapmıştır[19].

Al-Najem ve Diab, 1991 yılında bir dizel motorun enerjisinin miktarı ve özelliklerinin analizi için termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını kullanmıştır[20].

Salman ve ark. 2002 yılında, tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorunda, motor devrine bağlı olarak silindir içerisine sürülen toplam ısı enerjisinin, efektif olarak alınan enerji deneysel olarak incelenmiştir[21].

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[22].

Çanakçı ve Hoşöz (2005) tarafından; çeşitli biyodizel ve dizel yakıtıyla çalıştırılan dört silindirli turboşarjlı bir dizel motorunun nisbi enerji ve ekserji analizleri araştırılmıştır[23].

Bu çalışmada, su soğutmalı, tek silindirli çift yakıtla da çalışabilen bir motora enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Yakıt olarak benzin ve sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) kullanılmıştır. Motor momenti, hızı, yakıt ve su debileri, sıcaklık, basınç değerleri belirlenmiştir. Her bir yakıt için özgül yakıt tüketimi, yakıt enerjisi, efektif güç, ısı ve egzoz kayıpları hesaplanarak en uygun çalışma şartlarının belirlenmesi amaçlanmıştır.

BÖLÜM 2. DENEY YAKITLARININ ÖZELLİKLERİ

Yakıldığı zaman enerji veren maddelere yakıt denir. En genel yakıtlar temel olarak hidrojen ve karbon içerir. Bunlara hidrokarbon yakıtlar denir ve C_aH_b genel formülü ile gösterilir. Hidrokarbon yakıtlar, kömür, gazolin ve doğal gaz gibi tüm fazları içerir. Yanma, bir yakıtın oksitlenmesini ve büyük miktarda enerjinin açığa çıkmasını sağlayan bir kimyasal reaksiyon türüdür. Yanma proseslerinde en sık kullanılan oksitleyici, serbest ve kolaylıkla kullanılabilirdiğinden havadır. Saf oksijen ise, sadece havanın kullanılmadığı kesme ve kaynak gibi özel uygulamalar için kullanılmaktadır. Normal olarak bir yanma odasına giren hava, bir miktar su buharı ya da nem içermektedir. Yanma proseslerinin birçoğu için hava içindeki nem inert bir gaz olarak davranır. Çok yüksek proses sıcaklıklarında ise bir miktar su buharı, H_2 ve O_2 ' e ayrılır. Yanma prosesi sırasında, reaksiyon öncesinde var olan bileşenlere reaktanlar, reaksiyon sonrasında oluşan bileşenlere de ürünler denilmektedir. Yanma olayını başlatmak için yakıtın tutuşma sıcaklığının üzerine çıkılmalı ve yakıt-hava oranları uygun bir aralık içinde olmalıdır[24].

Benzinin, propan ve bütanın karışımından oluşan LPG yakıtıyla bazı özelliklerini mukayesesi için Tablo.2.1' de verilmiştir.

Tablo 2.1. Benzin ve LPG' nin bazı fiziksel özellikleri[25]

Özellikler	BENZİN	LPG
Kimyasal formülü	C_8H_{18}	$C_{3,7}H_{9,4}$
Stokiyometrik hava yakıt oranı (kütleli)	14,5	15,8
15 °C' de Yoğunluk (kg/lt)	0,73-0,78	0,558
Stokiyometrik yakıt hava oranı (kütleli)	0,0685	0,0638
Kütleli alt ısı değeri (MJ/kg)	44,3	45,84
Atmosfer basıncında buharlaşma sıcaklığı (°C)	20-200	-42
Araştırma oktan sayısı	96	112
Stokiyometrik karışımın birim hacmindeki kimyasal enerjisi (MJ/m ³)	3,58	3,49
Maksimum laminer yanma hızı (m/s)	0,35	0,4
Stokiyometrik oranda karışımı yakmak için min. tutuşma enerjisi (MJ)	0,35	0,4
NŞA Stokiyometrik Orandaki Karışımı Yakmak İçin Gereken Tutuşma Enerjisi (MJ)	1	0,3

2.1. Benzinin Karakteristik Özellikleri

Benzin, özelliğine ve cinsine göre çeşitli miktarda karbon(C) ve hidrojen(H) içeren bir motor yakıtıdır. Deneyler esnasında kullanılan benzinin kimyasal formülü C_8H_{18} ' dir. Aşağıda, benzine ait bazı karakteristik özelliklere yer verilmiştir.

2.1.1. Uçuculuk

Uçuculuk, yakıtın sıcaklığa bağlı olarak buharlaşma eğiliminin bir ölçüsü olarak kullanılmaktadır. Benzinde uçuculuk en basit anlamda benzinin buharlaşmaya karşı eğilimidir. Uçuculuk özelliğinin önemli olmasının sebebi, yanma odasında benzinin gaz fazında buhar olarak yanmasıdır. Az uçucu yakıtlar kolayca buharlaşmadıkları için emme manifolduna yapışarak silindirlere dengeli ve homojen olmayan karışım girmesine neden olarak motorun performansını düşürür[26].

Benzinin uçuculuğunun ölçüsü buhar basıncı, damıtma eğrisi ve buhar sıvı oranı özelliklerine bağlıdır[27].

2.1.1.1. Buhar basıncı

Buhar basıncı, belli sıcaklıkta buharlaşma ortamının sıvı buharına doyması sonucu buharlaşmanın devam etmediği kısmi basınçtır[26]. Buhar basıncı başlı başına motorun ilk çalışması ve motor ısınana kadar düzgün olarak çalışması için gerekli en önemli özelliktir[27].

Buhar tıkaçı, yakıtın çok uçucu olması durumunda yakıtın yakıt deposu ve karbüratör arasında yerel sıcaklıklarının artışı sebebiyle borulardan buhar hubbelerinin oluşmasından dolayı yakıtın karbüratöre ulaşmaması durumudur[26].

2.1.1.2. Damıtma eğrisi

Benzin kaynama noktası birbirinden farklı hidrokarbonlardan oluşur. Bundan dolayı benzin farklı sıcaklıklarda kaynar ve damıtılır. Benzinin damıtma eğrisi, belirli şartlar altında artan sıcaklıkla benzinin hacimce buharlaşmasını gösteren eğridir[27].

2.1.1.3. Buhar-sıvı oranı

Buhar-sıvı oranı, buhar tıkaçına etki eden özelliktir. Buhar tıkaçına, sıcaklık ve basınç ta etki etmektedir. Karbüratörlü motorlar için atmosferik şartlarda bir hacim sıvıyla dengede olan yirmi hacim buharın ($V/L=20$) olduğu sıcaklık buhar tıkaçının oluşması için en uygun sıcaklıktır[27].

2.1.2. Vuruntuya karşı direnç

Sıkıştırma strokunda, buji ateşlemesi haricinde, artan basınç ve sıcaklık nedeniyle silindir içerisinde kendi kendine tutuşma olmaktadır. Bu olaya vuruntu denir. Kendi kendine tutuşmanın sonucunda her yöne hareket eden basınç dalgaları yayılır ve bu basınç dalgaları duyulur bir ses ortaya çıkarır. Vuruntudan dolayı yerel sıcaklık

artışları da ortaya çıkmaktadır. Ani basınç artışı olduğundan dolayı uzun süreli vuruntulu çalışma devam ederse ve yeterli soğutma uygulanmazsa vuruntuya maruz kalan piston, piston kafası, segmanlar, supaplarda termik ve mekanik tahribat oluşur[26, 28].

Vuruntu oluşmasına etki eden çalışma parametreleri; sıkıştırma oranı, giriş ve egzoz basıncı, ateşleme avansı, motor hızı, emme havası sıcaklığı, silindir geometrisi, yakıt cinsi ve kalitesi, soğutucu akışkan sıcaklığıdır[28].

Vuruntuya karşı direnci yüksek olan yakıt daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalışabilir, böylece motor ısı verimi ve motor gücü artar[29].

2.1.3. Korozyon özelliği

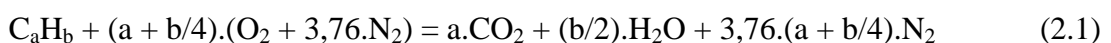
Yakıtın içindeki hidrokarbonlar serbest kükürt bulundurabilirler. Kükürt korozyona neden olan elementlerden biridir. Yakıt borularında, karbüratörde, yakıt pompasında korozyona neden olabilir. Bunun için yakıt içinde kükürt içeriği az olmalıdır[26, 29].

Kükürtün düşük alevlenme sıcaklığı olması nedeniyle benzinin alevlenme sıcaklığını düşürür ve vuruntuya sebep olur[29].

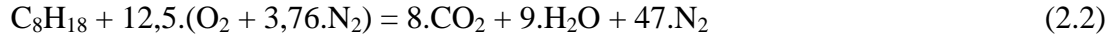
2.1.4. Benzinin tam ve teorik yanma denklemleri

C_aH_b şeklindeki yakıtların tam yanması için gerekli hava miktarı, ürün ve reaktanlar (yakıt ve hava)' a ait farklı atomların dengesi ile hesaplanır. Kullandığımız benzinin kimyasal formülü C_8H_{18} olduğuna göre, benzinin hava ile Stokiyometrik yanması için oluşturulan reaksiyon denklemi aşağıda gösterilmiştir.

Genel denklem;



Benzinin tam yanma denklemi;



Reaksiyonda hava (h) / yakıt (y) mol oranı;

$$\frac{h}{y} = \frac{12,5 + 47}{1} = \frac{59,5}{1} \text{ kmol hava/kmol yakıt,}$$

ağırlık oranı ise;

$$\frac{h}{y} = \frac{12,5 \cdot 32 + 47 \cdot 28}{8 \cdot 12 + 18 \cdot 1} = \frac{15,053}{1} \text{ [kg hava/kg yakıt] } \text{ olmaktadır.}$$

2.2. LPG (Sıvılaştırılmış Petrol Gazı)

Sıvılaştırılmış petrol gazı (Liquid Petroleum Gas), basınç altında sıvı halde bulunan propan (C_3H_8) ve bütan'a (C_4H_{10}) verilen ticari isimdir. Kolay depolama ve taşıma için genellikle sıvı halde tutulurlar. Gaz yakıtlar hidrojen zengindir ve silindirlere gaz fazında girerler. Bu iki karakteristik özellikleri temiz bir yanma sağlar. Diğer bir deyimle LPG taşıtlar için temiz bir enerji kaynağıdır.

LPG sıvı halde iken gaz haline oranla yaklaşık 250 kat daha yoğundur. Basıncı düşürülüp, sıcaklığı artırılarak sıvı halden gaz haline dönüştürülür ve benzine mükemmel bir alternatif yakıt haline getirilmiş olur.

2.2.1. LPG' nin fiziksel ve kimyasal özellikleri

Bütan ve propanın belirleyici temel özelliklerinden biri buharlaşma basıncıdır, yani sıvının kapalı hacimdeki buhar ile dengede olduğu basınçtır.

LPG' nin yüksek ısı değerlerine sahip olması önemli bir avantajdır. Ancak daha dikkatli kullanmayı gerektiren bir faktördür. Örneğin bütanın 0°C ' deki buhar basıncı 0,0005 bar ve 15°C ' de 0,8 bardır. Propanın 0°C sıcaklıktaki buhar basıncı

ise 4 bardır. Yazın aynı sıcaklıkta bütan karışım oranlarının değişmesi basınç üzerinde belirgin farklılıklara neden olur.

Sıvılaştırılmış petrol gazının benzine göre farklı özellikleri vardır. Bütan ve propan arasındaki ayırıcı özelliklerden biri kaynama noktasıdır, yani sıvı fazdan gaz faza geçtikleri derecedir. Propanın $-42\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' de gaz faza geçmesi durup, sıvı fazda kalırken, bütan $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' de kaynar. Özellikle soğuk havalarda daha yüksek oranlarda propan gerektiren karışımların gereksinimi ortaya çıkar, böylece gaz fazına dönüşüm kolaylaştırılır. Ülkemizde hava sıcaklığı bölgeden bölgeye değiştiğinden, taşıtlarda kullanılan LPG de % 30 propan, %70 bütan vardır, böylelikle tüm koşullar için uygun karışım sağlanmış olur[25].

Soğuk iklimli bölgelerde kullanılan LPG' nin içerisindeki propan oranının artırılarak sıvı fazdan gaz faza geçiş kolaylaştırılmalıdır. LPG' ye basınç uygulandığında toplam hacim içerisindeki bütan ve propan yüzdelere dağılı olarak 1/230 ile 1/267 oranında küçülür. Bu demek oluyor ki 267 m^3 LPG sıkıştırıldığında sıvı olarak 1 m^3 lük bir hacme sığar.

Sıvılaştırılmış petrol gazının bir özelliği de yağlı boyayı eritebilmesidir. Ayrıca doğal lastiği deforme eder. Bu nedenle motorlu araçlarda kullanılan LPG iletim boruları uygun kalitede sentetik malzemedir yapılmaktadır. Yakıt tankı ile regülatör arasında yer alan basınç altındaki LPG hatları için özel bakır veya çelik boru kullanılmaktadır[25].

LPG' nin vurutuya karşı direnci karışımındaki propan ve bütan miktarına bağlı olarak oktan sayısı değişmektedir. Ancak, gerek propanın gerekse bütanın oktan sayısı benzinden yüksek olduğu için LPG' nin oktan sayısı benzinden daha yüksektir. Bu nedenle alternatif yakıt olarak kullanıldığında motorun sıkıştırma oranı değişmediğinden vurutusuz olarak çalışır[30].

Tablo 2.2. Bütan ve propanın fiziksel ve kimyasal özellikleri[25]

Özellikler	BÜTAN	PROPAN
Formül	C ₄ H ₁₀	C ₃ H ₈
Molekül Ağırlığı [kg/mol]	58,12	44,10
Donma Noktası [°C]	-138,3	-187,8
Kaynama Noktası [°C]	-0,5	-42,3
Buhar Basıncı [20°C, kg/cm ²]	1,20	8,93
Buhar Basıncı [55°C, kg/cm ²]	4,85	20,18
Sıvı Yoğunluğu [15°C, kg/cm ³]	582	504
Sıvı Özgül Isısı [15°C, kJ/kg]	1,276	1,464
1 lt. Sıvının Gaz Hacmi [15°C, m ³]	0,235	0,271
1 kg. Sıvının Gaz Hacmi [15°C, m ³]	0,410	0,539
Özgül Ağırlık [g/ cm ³]	0,582	0,504
İzafi Yoğunluk [Hava=1]	2,09	1,55
Parlama Noktası [°C]	-60	-105
Tutuşma Noktası [Havada °C]	482-538	493-549
Alev Sıcaklığı [Havada °C]	2008	1980
Isı Değeri [kcal/kg]	11854	12409
Yanma Limitleri	% 1,9-% 8,5	% 2,4-% 9,5
Stokiyometrik karışımın kimyasal enerjisi (kJ/m ³)	3490	3450
Maksimum Laminer Yanma Hızı (m/s)	0,4	0,4
Alt Isıl Değer (mJ/kg)	45,6	46,4

LPG' nin diğer özellikleri ise;

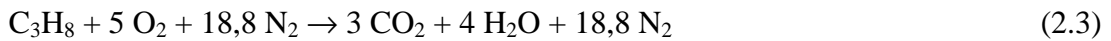
- LPG' nin havadan ağır olmasından dolayı zemine çökerek ortama yayılma ve havasızlıktan boğulmaya neden olmaktadır.
- Parlayıcı ve patlayıcı bir gazdır.
- Buhar basıncı yüksektir.
- Korozif değildir.
- Bileşiminde az miktarda kükürt ihtiva etmektedir (20-100 mg/m³)

- İçten yanmalı motorlarda silindir içinde daha homojen bir yakıt/hava karışımı sağlamaktadır
- Atmosferik basınçta propan $-43\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta sıvı fazda bulunmaktadır.
- Sıvılaştırılmış petrol gazının kısa sürede ve az miktarda solunması halinde insanlarda zehirlenme belirtisi göstermez. Havada %10 nispetinde LPG bulunan ortamdaki havanın 2 dakika solunması halinde baş dönmesi meydana gelebilir.
- LPG için yanabilirlik sınırları %2,4 den %9,5' e kadardır. Yani %9,5 LPG ile %90,3 havanın karışmasıyla yanma oluşacaktır. Buna yanabilirliğin üst sınırı denir. Yanabilirliğin alt sınırı ise %97,6 hava ile %2,4 LPG karışımından oluşmaktadır[31].

2.2.2. LPG' nin tam ve teorik yanma denklemleri

Yanma süreçlerinin büyük bir bölümünde gerekli olan oksijen atmosferdeki havadan sağlanmaktadır. Atmosfer havası hacimsel olarak % 78,09 Azot, %20,95 Oksijen, %0,93 Argon ve %0,03 Karbon monoksitten meydana gelmektedir. Yanma hacimsel olarak %79 Azot ve %21 Oksijenden oluştuğu varsayılır. Bu bileşimde olan havanın molekül ağırlığı 28,851'dir ve içerisinde bir mol oksijene karşılık 3,76 mol azot bulunmaktadır[31].

Propanın yanma eşitliği;



biçimindedir. Burada kimyasal olarak doğru oranda (teorik tam yanma için) hava kullanılmıştır.

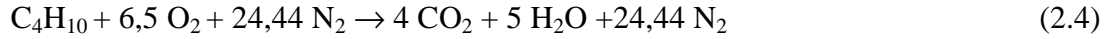
Reaksiyonda hava (h) / yakıt (y) mol oranı;

$$\frac{h}{y} = \frac{5 + 18,80}{1} = \frac{23,80}{1} \text{ kmol hava/kmol yakıt,}$$

ağırlık oranı ise;

$$\frac{h}{y} = \frac{5.32 + 18,80.28}{3.12 + 8.1} = \frac{15,6}{1} \text{ [kg hava/kg yakıt] } \text{ olmaktadır.}$$

Bütanın yanma eşitliği;



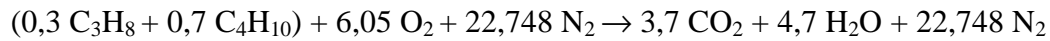
Reaksiyonun hava / yakıt mol oranı;

$$\frac{h}{y} = \frac{6,5 + 24,44}{1} = \frac{30,94}{1} \text{ kmol hava/kmol yakıt,}$$

ağırlık oranı ise ;

$$\frac{h}{y} = \frac{6,5.32 + 24,44.28}{4.12 + 10.1} = \frac{15,38}{1} \text{ [kg hava/kg yakıt] } \text{ olmaktadır.}$$

Bu durumda, %30 propan ve %70 bütandan oluşan Propan-Bütan karışımının yanma eşitliği;



biçiminde olacaktır.

Benzer şekilde Propan-Bütan karışımı için reaksiyonun hava/yakıt mol oranı;

$$\frac{h}{y} = 23,8 * 0,3 + 30,94 * 0,7 = 28,798 \text{ kmol hava/kmol yakıt,}$$

ağırlık oranı ise;

$$\frac{h}{y} = 15,6 * 0,3 + 15,38 * 0,7 = 15,446 \text{ [kg hava/kg yakıt] } \text{ olarak hesap edilmektedir.}$$

BÖLÜM 3. TERMODİNAMİK ANALİZLER

3.1. Enerji ve Ekserji Kavramı

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[32].

Tablo 3.1. 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 ne de 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.

3.2. Enerji Analizi (Birinci Kanun)

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

Bir çevrimde iş ve ısı değerleri arasındaki fark;

$$dE = \delta Q - \delta W \quad (3.1)$$

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

Kapalı bir sistemde Termodinamiğin Birinci Yasası;

$$Q_{1,2} + W_{1,2} = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad (3.2)$$

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

$$W_{1,2} = W_{diğ.} - W \quad (3.3)$$

$$\Delta U = m(u_2 - u_1) \quad (3.4)$$

$$\Delta KE = \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) \quad (3.5)$$

$$\Delta PE = m.g.(z_2 - z_1) \quad (3.6)$$

olmaktadır. Sabit basınçta bir hal değişimi için,

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

$$\Delta H = W_s + \Delta U \quad (3.7)$$

olur. Bu nedenle birinci yasa,

$$Q_{1,2} + W_{diğ.} = \Delta H + \Delta KE + \Delta PE \quad (3.8)$$

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

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

$$c_p = c_v = c \quad (3.9)$$

sıkıştırılamayan maddeler için Δu ve Δh değerleri,

$$\Delta u = c_{ort.}(T_2 - T_1) \quad (3.10)$$

$$\Delta h = \Delta u + p.\Delta V \quad (3.11)$$

bağıntıları ile hesaplanır.

3.3. Ekserji Analizi (İkinci Kanun)

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

Örneğin; yokuşu çıkan bir otomobil için depodan eksilen benzin, otomobilin yokuş aşağıya kendiliğinden inmesiyle tekrar depoya dolamayacağından; “Termodinamiğin ikinci kanunu, işlemlerin belirli bir yönde gerçekleşebileceğini, ters yönde olamayacağını ifade eder.”

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

$$\partial Q = \partial W \quad (3.12)$$

Birinci kanuna göre, sistemden çevreye ısı vermeksizin iş yapabilen bir ısı motoru, yani %100 verimli bir motor yapmak mümkündür. İkinci kanun buna kısıtlama getirmekte ve Kelvin - Planck ifadesi ile bu durumun imknsızlığını çu şekilde açıklamaktadır; “ Periyodik olarak çalışan bir tek ısı kaynağı ile ısı alışverişi yaparak sürekli olarak iş üreten bir makinenin yapılması mümkün değildir.” Isıtma ve soğutma makinelerinin termodinamiğin ikinci kanun ile ilişkisi ise Clausius tarafından;

“evrede hiçbir etki bırakmaksızın ısıyı soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına ileten bir ısı pompası (veya soğutma makinesi) yapmak mümkün değildir” ya da başka bir deyişle “ Isı enerjisi kendiliğinden soğuk ortamdan sıcak ortama doğru akamaz” şeklinde açıklanmıştır. Herhangi bir modelin kullanıldığı bir analiz gerçekliği ve faydası, formülasyonda yapılan bazı idealleştirmeler ile sınırlandırılır. Buna göre evre, uniform sıcaklığa (T_0) ve uniform basınca (p_0) sahip olduğu büyük basit sıkıştırılabilir sistem olarak kabul edilmektedir. evre, 1 atm. basınç (p_0) ve 25°C (T_0) sıcaklık şartlarında kabul edilen tipik çevresel şartlara uygun olmalıdır. Bundan dolayı; çevrenin intensif özellikleri değişmez ancak çevrenin diğer

sistemlerle etkileşimlerinin bir sonucu olarak ekstensif özelliklerinde değişim görülebilir.

Çevrenin tüm kısımlarının birbirleri ile durağan olduğu kabul edildiğinden çevre enerjisindeki değişme sadece onun iç enerjisindeki bir değişme olabilir. Çevre, atmosferde, okyanuslarda ve dünya yüzeyinde bol miktarda bulunan yaygın maddelerden oluşur. Maddelerin doğadaki mevcut formları durağandır ve kimyasal denge halindedir. Çevreyi oluşturan kısımlar arasında fiziksel ya da kimyasal etkileşimlerden iş oluşumu mümkün değildir.

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

3.3.1. Ekserjiye dayanan temel kavramlar

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

Ekserji kaybı, termodinamiğin ikinci kanun analizi de denilen “Ekserji Analizi” ile hesaplanır. Ekserji tahribi direk olarak sistem içindeki tersinmezliklerin bir sonucudur. Termal sistemler; petrol, doğal gaz gibi kaynakların yanmasından direk ya da endirek üretilen ekserji girişleri ile beslenir. Ekserjinin kayıpları ve önlenemez tahripleri bu kaynakların atık olarak ortaya çıkan kısımlarını temsil eder. Bunun gibi kaynakların verimsizliklerini azaltmak için bazı yollar bulunarak, yakıtlar daha verimli şekilde kullanılabilirler. Ekserji dengesi; enerji kaynaklarının atıklarının

gerçek büyüklüğünün, türünün ve meydana geldiği yerin tespit edilmesinde kullanılabilmekte ve bundan dolayı da ekserji dengesi, etkin yakıt kullanımı için geliştirilen stratejiler için önemli olmaktadır.

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

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

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

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

Yukarıdaki tanımlar ışığında ikinci kanun verimi tanımlandıktan sonra bu kavramlar kapalı sistemlere ve kontrol hacimlerine uygulanmıştır. Kaynaktan faydalı iş üretebildiğimiz enerji miktarı yani kaynağın iş potansiyeli bir enerji kaynağı için önemlidir. Enerjinin işe dönüştürmede kullanılmayan kısmı da sonunda atık enerji şeklinde atılacaktır. Buna göre, belirli bir durumda verilen bir enerji miktarının hesaplanmasında yeterli olan özelliğe "kullanılabilirlik" denir. Belirli bir durumdaki sistemin içerdiği enerjinin iş potansiyeli, basit olarak sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iştir. Bir süreç sırasında yapılan iş, sistemin başlangıç durumunun, sistemin son durumunun ve proses yolunun bir fonksiyonudur. Ölü durumdaki bir sistem, çevresi ile termal ve mekanik denge halindedir. Başlangıçta ölü durumda olan bir sistemden iş üretilemez. Atmosfer çok büyük miktarda enerji içerdiğine sahip olmasına rağmen ölü durumda olduğundan içerdiği bu enerji, iş

potansiyeline sahip değildir. Başka bir ifade ile çok miktarda enerji içeren atmosferin kullanılabilirliği sıfırdır.

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

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

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

Gerçek çevre, jeotermal enerji formundaki yüksek kaliteli termal enerji ve fosil yakıtlar şeklindeki yüksek kaliteli maddelerden oluşan paketlerden meydana gelir. Bundan dolayı, bunlar yüksek kaliteli termal enerji ve yüksek kaliteli maddeler şeklindeki ayrı rezervuarlar olarak kabul edilmelidir. Sonuç olarak, sistem başlangıç durumundan çevresinin durumuna (ölü duruma) getirilirken mümkün olan maksimum işi dağıtacaktır. Bu da belli bir durumdaki sistemin faydalı iş potansiyelini temsil eden kullanılabilirliğidir.

3.3.1.1. Ekserji kavramının önemli boyutları

1. Ekserji, sistem ve çevrenin bir arada oluşturduğu kombine sistemden elde edilebilen maksimum teorik iştir. Buradaki sistem, verilen bir durumdan çevre ile denge durumu olan ölü duruma geçer. Ölü durumda kombine sistem enerjiye sahiptir ancak ekserjiye sahip değildir.

2. Sistemin tüm durumları için ekserji, sıfıra eşit yada sıfırdan büyüktür.

3. Değeri sistem durumu ile belirli olduğundan ekserji, ekstensif özelliktir ve burada bahsi geçen çevre daha önceden belirlenmiş olmalıdır. Ekserji, birim kütleye yada birim mol başına göre yazıldığında intensif özellik olarak temsil edilebilir.

4. Ekserji, sistem durumunun çevresel durumdan uzaklaşma ölçüsüdür. Verilen bir durumdaki T sıcaklığı ile çevrenin T_0 sıcaklığı arasındaki fark büyüdükçe ekserji değeri de buna bağlı olarak büyür.

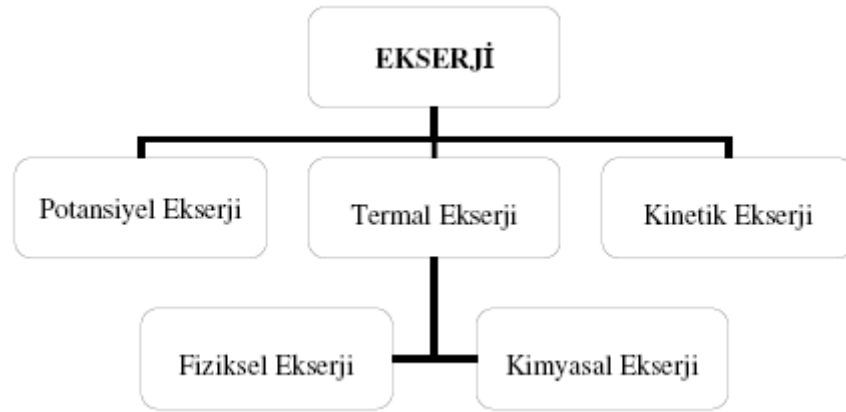
5. Çevreye göre rölatif olarak belirlendiğinden, sistemin kinetik ve potansiyel enerji büyüklüklerinin tamamı ekserji büyüklüğüne katılır.

6. Ekserji, kimyasal ve termomekaniksel ekserjilerin toplamı şeklinde ifade edilir. Termomekaniksel ekserji, fiziksel, kinetik ve potansiyel ekserji şeklinde sınıflandırılır.

7. Ekserji, sistemler arasında transfer edilebilir ve sistemler içindeki tersinmezlikler yüzünden tahrip edilebilir. Bununla beraber ekserji, bir ekserji dengesi ile açıklanabilir[32].

3.3.2. Ekserjinin bileşenleri

Akış halindeki bir maddenin \dot{E}_Q ile gösterilen ekserjisi başlıca dört gruba ayrılabilir. Bunlar; kinetik ekserji, potansiyel ekserji, fiziksel ekserji ve kimyasal ekserjidir. Ekserjinin bileşenleri Şekil (3.1)'deki gibi gösterilebilir.



Şekil 3.1. Sistem sınırından girip çıkan madde akışının ekserji bileşenleri

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

$$\dot{E} = \dot{E}_{kin} + \dot{E}_{pot} + \dot{E}_{fiz} + \dot{E}_{kim} \quad (3.13)$$

Burada;

\dot{E}_{kin} : kinetik ekserji, \dot{E}_{pot} : potansiyel ekserji, \dot{E}_{fiz} : fiziksel ekserji ve \dot{E}_{kim} : kimyasal ekserjiyi ifade etmektedir.

3.3.2.1. Kinetik ekserji

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

$$\dot{E}_{kin} = \dot{m} \cdot \left(\frac{V^2}{2} \right) \quad (3.14)$$

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

3.3.2.2. Potansiyel ekserji

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

$$\dot{E}_{\text{pot}} = \dot{m} \cdot g \cdot z_0 \quad (3.15)$$

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

g : Yerçekimi ivmesi (m/s^2),

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

3.3.2.3. Fiziksel ekserji

Fiziksel ekserji; akış halindeki bir madde çevre ile sadece termal etkileşim içeren tersinir fiziksel prosesler ile başlangıç şartlarından, (p_0, T_0) ile belirli çevre şartlarına getirildiği zaman elde edilebilen maksimum iş miktarına eşittir. Herhangi bir durumdaki sistemin çevre şartlarına gelmesiyle elde edilen fiziksel ekserjisi;

$$\dot{E}_{\text{fiz}} = \Delta H - T_0 \cdot \Delta S \quad (3.16)$$

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

3.3.2.4. Kimyasal ekserji

Fiziksel ekserji tayininde, akışın son durumu (T_0, p_0) ile belirli çevresel durum olup, sıfır kinetik ve sıfır potansiyel ekserjiyle belirlenmiştir. Oysa bu son durum, akış halindeki maddenin kimyasal ekserjisini saptayacak olan tersinir prosesler için de başlangıç durumu olacaktır. Son durum ise, maddenin çevre ile sınırlandırılmamış denge durumu olan ölü duruma indirgeneceği durum olacaktır. Bundan dolayı

kimyasal ekserji tanımı aşağıdaki gibi ifade edilebilir: Ele alınan maddenin sadece çevre ile madde alışverişi ve ısı transferi içeren prosesler ile çevresel durumdan ölü duruma getirildiği zaman elde edilebilir maksimum iş miktarına kimyasal ekserji denir. Ya da başka bir ifade ile kimyasal ekserji; (T_0, p_0) parametrelerine sahip olan madde; (T_0, p_0) şartlarındaki çevrenin referans bileşenleri ile dengeye getirildiğinde elde edilen maksimum iş miktarına eşittir[34]. Referans bileşenlerin kimyasal ekserjilerinin hesaplanmaları için atmosferin referans durumlarının bilinmesi gerekir. Ayrıca, standart basınçta maddelerden elde edilen iş, referans durumların kısmi basıncı olarak tanımlanmaktadır. Bu durum aşağıdaki formülle elde edilir.

$$\bar{e}_{kim} = R.T_0 \cdot \ln \frac{y_i}{y_i^c} \quad (3.17)$$

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

3.3.3. Çeşitli enerji türlerinin ekserjileri

3.3.3.1. İş transferine bağlı ekserji

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

$$\dot{E}_w = \dot{W}_{mak} \quad (3.18)$$

3.3.3.2. Isı transferine bağlı ekserji

Kontrol yüzeyindeki ısı transferinin ekserjisi; çevrenin sıfır kalitedeki termal enerji rezervuarı olarak kullanılmasından elde edilebilen maksimum işe göre bulunur. \dot{Q}_r birim zamandaki ısı transferi, T_r ısı transferinin meydana geldiği kontrol yüzeyindeki sıcaklık olarak seçildiğinde termal enerjiden maksimum işe dönüşüm hızı aşağıdaki gibi yazılabilir[33].

$$\dot{E}_Q = \dot{Q}_r \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_r} \right) \right] \quad (3.19)$$

$$t = 1 - \left(\frac{T_0}{T_r} \right) \quad (3.20)$$

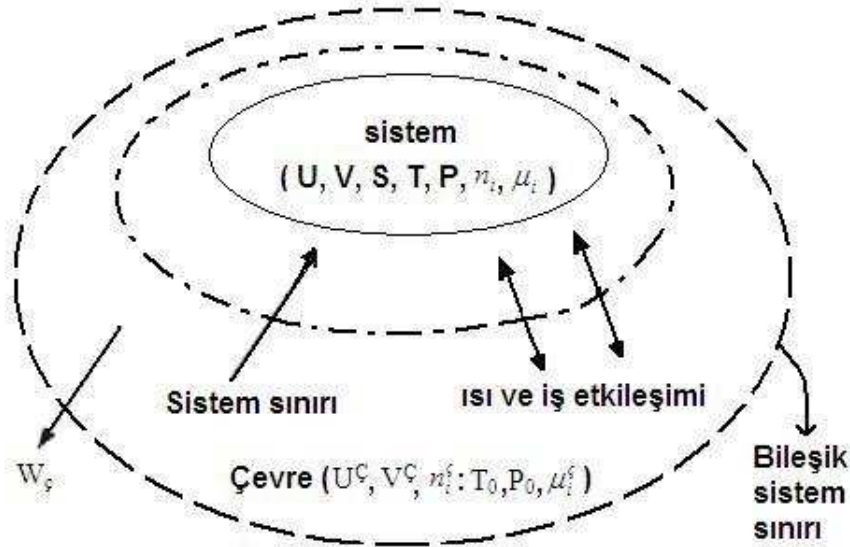
Burada t 'ye "boyutsuz ekserjik sıcaklık" denir ve T_0 sıcaklığındaki çevrenin termal enerji rezervuarı olarak kullanıldığı özel durumun Carnot verimliliğine eşittir. Birim zamandaki ısı transferine bağlı ekserjiye "termal ekserji akışı" denir ve açık sistem analizinde \dot{E}_Q ile gösterilir. Eşitlik (3.19) 'daki \dot{Q}_r 'ın işareti, ısı transferi sisteme yapıldığı zaman pozitifdir. Yani, ısı transferi çevre sıcaklığından daha yüksek sıcaklıkta meydana gelmiştir ve bu yüzden de t pozitifdir ve kontrol bölgesinde yapılan ısı transferi kontrol bölgesinin ekserjisini arttırmaktadır.

3.3.3.3. Maddenin kararlı akışına bağlı ekserji

Kararlı akış halindeki bir maddenin ekserjisi, sadece çevreyle etkileşebilen akış sırasında akışın prosesler vasıtasıyla başlangıç durumundan çevrenin ölü durumuna getirildiği zaman elde edilebilen maksimum iş miktarına eşittir.

3.3.4. Kapalı sistem için ekserji analizi

Bir sistemi oluşturan maddeler ya çevre içinde mevcuttur ya da çevre içindeki maddelerden oluşturulabilir. Mevcut ifadeyi kolaylaştırmak için; sistemi oluşturan tüm maddelerin gerçekte çevre içinde mevcut olduğu ve sistemin ölü duruma geçerken kimyasal reaksiyon yapmadıkları kabul edilir. Amaç; bileşik sistem tarafından geliştirilen maksimum işi hesaplamak olduğundan, bileşik sistem sınırı sadece ondan girip çıkan iş formunda enerji transferine izin verir, sisteme veya sistemden olan ısı transferlerine izin vermez. Sistem veya çevre hacimlerinin değişebilir olması yanında bileşik sistem sınırı sabit kalacak şekilde belirtilir.



Şekil 3.2. Bileşik sistem ve çevre

Şekil 3.2' deki sistemin termostatik durumu; U iç enerjisi, V hami, S entropisi ve mevcut maddelerin ($n_i, i= 1, 2, 3, \dots, j$) miktarlarından oluşan ekstentif özellikleri ile T sıcaklığı ve P basıncı ve μ_i kimyasal potansiyellerinden oluşan instentif özellikleri ile tanımlanır. Bu büyüklükler aşağıdaki formül ile ifade edilir[8].

$$U = TS - PV + \sum n_i \cdot \mu_i \quad (3.21)$$

Çevrenin durumu; ekstensif özellikleri olan U^C , V^C , S^C , n_i^C ve intensif özellikleri olan T_0 , P_0 , μ_i^C ile tanımlanır. Bu büyüklüklerde aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$U^C = T_0 S^C - P_0 V^C + \sum n_i^C \mu_i^C \quad (3.22)$$

Bileşik sistem durumu; sistem ve çevre son denge durumu için etkileştikleri zaman, bileşik sistemin enerjisi aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$U'^C = T_0 S'^C - P_0 V'^C + \sum n_i'^C \mu_i^C \quad (3.23)$$

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

$$Q_\zeta - W_\zeta = U'^C - [U^C + (U + KE + PE)] \quad (3.24)$$

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

Entropi balansı da aşağıdaki eşitliği verir.

$$S'^C = S^C + S + S_{ür} \quad (3.25)$$

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

$$W_\zeta = (U + P_0 V - T_0 S - \sum n_i^C \mu_i^C + KE + PE) - T_0 S_{ür} \quad (3.26)$$

$S_{ür}$, tersinmezlikler mevcut olduğunda pozitif olurken, bileşik sistem içinde tersinmezliklerin bulunmadığı sınır durumunda ortadan kalkar. $S_{ür}$, negatif olamaz.

Bu nedenle, bileşik sistem işi için maksimum teorik iş $S_{ür}$ yerine sıfır konularak elde edilir. Bu durumda ekserji \dot{E} maksimum olur.

Buna göre kapalı bir sistemde ekserji;

$$\dot{E} = U + P_0V - T_0S - \sum n_i \mu_i^e + KE + PE \quad (3.27)$$

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

3.3.5. Kimyasal ve termomekaniksel ekserji

Sınırlandırılmış ölü durumdaki ekserji değeri, başlangıçta (T_0, p_0) şartlarındaki sistem çevre ile kimyasal dengeyi tamamlarken elde edilebilen maksimum teorik iştir. Bu ekserji değerine kimyasal ekserji (E_{kim}) denir.

Kimyasal ekserji;

$$\dot{E}_{kim} = U_0 + P_0V_0 - T_0S_0 - \sum n_i \mu_i^e \quad (3.28)$$

eşitliği ile belirlenir. U_0, V_0, S_0 ; sınırlandırılmış ölü durumdaki sistemin iç enerji, hacim ve entropisini gösterir. Sınırlandırılmış ölü durumdaki sisteme iç enerji eşitliği uygulanıp, kimyasal ekserji için Eşitlik 3.26' dan yararlanılarak aşağıdaki alternatif ifade elde edilir.

$$\dot{E}_{kim} = \sum n_i (\mu_{0i} - \mu_i^e) \quad (3.29)$$

μ_{0i} = Sınırlandırılmış ölü durumdaki “ i ” maddesinin kimyasal potansiyelidir. Kimyasal ekserji; çevre içindeki mevcut maddelerden sistem üretmek ve sistemi sınırlandırılmış ölü duruma getirmek için gerekli kılınan minimum teorik iş olarak düşünülebilir. Termomekaniksel ekserji (E_{tm}), sistem verilen durumdan sınırlandırılmış ölü duruma getirilirken elde edilebilen maksimum teorik iştir. Eşitlik

(3.28) ve (3.29), (3.27)'den yararlanılarak termomekaniksel ve kimyasal ekserji ifadeleri;

$$E_{tm} = (U - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + PE + KE \quad (3.30)$$

$$\dot{E}_{kim} = U + P_0V - T_0S - \sum n_i \mu_{i0} + PE + KE \quad (3.31)$$

olarak elde edilir.

Kimyasal ekserjinin pratik olarak ilgilenilen çeşitli özel durumları için hesaplanabilmesi amacıyla ifadeler geliştirilebilir. Aşağıda üç özel durum için açıklamalar yer almaktadır.

3.3.5.1. Durum 1

Sınırlandırılmış ölü durumdaki sistem, ideal bir gaz karışımı içerdiğinde ve her bir bileşenin de ideal gaz karışımının bir üyesi olarak çevre içinde bulunduğu, Eşitlik (3.29)' un kimyasal potansiyelleri aşağıdaki gibi ifade edilir[8].

$$\mu_{i,0} = \bar{g}_i(T_0, P_0) + \bar{R}T_0 \cdot \ln_i \quad (3.32)$$

Burada $\mu_{i,0}$; U_0 , V_0 , S_0 , T_0 ve P_0 şartlarındaki mevcut çevrenin kimyasal potansiyelidir.

$$\mu_i^s = \bar{g}_i(T_0, P_0) + \bar{R}T_0 \cdot \ln_i^s \quad (3.33)$$

Burada μ_i^s tanımlanmış kontrol bölgesindeki U , V , S , T ve P şartlarındaki kimyasal potansiyelidir.

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

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

y_i^ξ : Çevredeki karışım içindeki “i” maddesinin mol kesrini ifade etmektedir.

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

$$e_{kim} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum_{i=1}^j n_i \cdot \ln \frac{y_i}{y_i^\xi} \quad (3.34)$$

3.3.5.2. Durum 2

Sistem bileşenleri çevreyi oluşturan maddeler içinde varsa ve sistem bileşenlerinin bir yada birkaçı çevrede bulunmadığı ancak; çevresel maddelerden oluşturulabildiği zaman, kimyasal ekserji kavramı uygulanır. Çevre içinde mevcut olmayan bir maddenin çevre içindeki kimyasal potansiyeli, çevresel maddelerden o maddenin oluşumunu sağlayan reaksiyona denge şartı uygulanarak türetilir[9]. Bir açıklama şeklinde; (T_0 , p_0) daki hidrokarbon ele alalım ve çevre de O_2 , CO_2 , H_2O içermekte fakat çevre içinde C_aH_b bulunmamakta olsun. Buna göre hidrokarbonun oluşum reaksiyonu;



şeklinde ifade edilmekte olup, denge reaksiyonuna karşılık gelen eşitlik aşağıdaki şekilde yazılır[8].

$$a\mu_{CO_2}^\xi + \frac{b}{2}\mu_{H_2O}^\xi = \mu_y^\xi + \left[a + \frac{b}{4} \right] \mu_{O_2}^\xi \quad (3.36)$$

μ_y^ξ : C_aH_b ' nin çevre içindeki kimyasal potansiyelini gösterir. μ_y^ξ için Eşitlik (3.36)'nın çözülmesi ve sonucun Eşitlik (3.29)' da yerine konması ile aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$e_{kim} = \mu_{y,0} - \mu_y^{\xi} = \mu_{y,0} - \left[a\mu_{CO_2}^{\xi} - \left(\frac{b}{2} \right) \mu_{H_2O}^{\xi} - \left(a + \frac{b}{2} \right) \mu_{O_2}^{\xi} \right] \quad (3.37)$$

Yakıtın kimyasal potansiyeli, onun molar Gibbs fonksiyonuna eşittir. CO₂, H₂O ve O₂ için kimyasal potansiyellerin hesaplanması için Eşitlik (3.33) kullanılarak, Eşitlik (3.37) aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$e_{kim} = \left[\bar{g}_y + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{g}_{O_2} - a \cdot \bar{g}_{CO_2} - \left(\frac{b}{2} \right) \bar{g}_{H_2O(b)} \right]_{T_0, P_0} + \bar{R}T_0 \ln \left[\frac{(y_{O_2}^{\xi})^{a+(b/4)}}{(y_{CO_2}^{\xi})^a (y_{H_2O}^{\xi})^{b/2}} \right] \quad (3.38)$$

Temel olarak kimyasal ekserji, Gibbs fonksiyonlarını içeren (3.38) eşitliğinin sağ tarafındaki ilk terim ile belirlenirken; logaritmik terim de normal olarak sadece yüzde birkaç oranında kimyasal ekserjiye katılır. Hidrokarbonlar için, (3.38) eşitliğinin sağ tarafındaki ilk terim aşağı yukarı yakıtın ısıtma değerine yakındır. Böylece bir hidrokarbonun kimyasal ekserjisi, yakıtın ısıtma değeri olarak alınabilir[9].

3.3.5.3. Durum 3

Dünya üzerindeki değişken koşullar yüzünden, özel bir uygulama için uygun kimyasal ekserjilerin hesaplanmasında kullanılan bir çevrenin belirlenmesi, yoğun bir özen ve çalışmayı gerektirir. Bundan dolayı, önce çevre belirlenir daha sonra da ilgilenilen tüm maddelerin kimyasal ekserji değerlerini elde etmek için bir seri hesaplama yapılır[34]. Bu kompleksliklerden, standart bir çevre kullanılarak kaçınılabilir[9, 33, 35]. Önce standart çevre belirlenir ardından da standart kimyasal ekserjiler hesaplanır ve tablolaştırılır. Kimyasal ekserji değerleri; standart değerlerin bulunduğu bir tablodan, ya direk olarak seçilir ya da tablo değerleri kullanılarak hesaplanabilirler. Bunu açıklamak için; (T₀, p₀) şartlarındaki bir saf “i” maddesi ele alınırsa, (3.29) eşitliği aşağıdaki ifadeye dönüşür;

$$e_{kim,i} = \mu_{i0} - \mu_i^{\xi} = \bar{g}_i(T_0, P_0) - \mu_i^{\xi} \quad \text{den} \quad (3.39)$$

$$\mu_i^{\xi} = \bar{g}_i(T_0, P_0) - e_{kim,i}$$

İfadesi elde edilir.

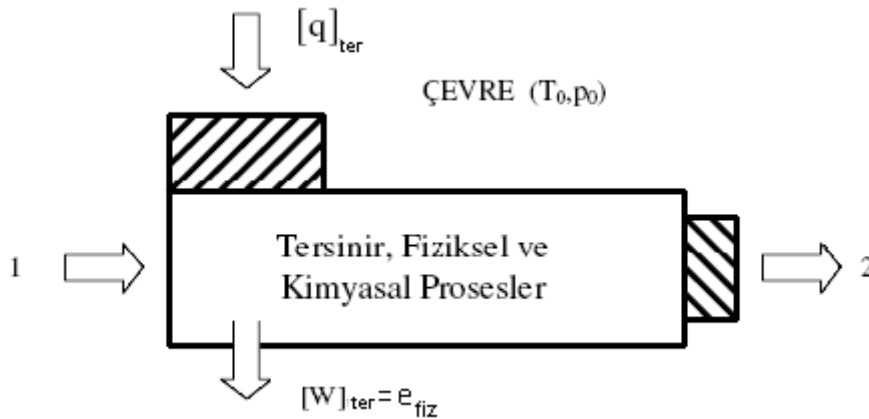
O₂, CO₂ ve H₂O_(b) için Eşitlik (3.39) uygulanıp, sonuçlar Eşitlik (3.37)' da sonuç ifadeleri ilave edilerek; O₂, CO₂ ve H₂O_(b)' un molar Gibbs fonksiyonu ve standart kimyasal ekserji yardımıyla C_aH_b ' nin standart kimyasal ekserjisi için aşağıdaki ifade elde edilir;

$$e_{kim} = \left[\bar{g}_y + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{g}_{O_2} - a \bar{g}_{CO_2} - \left(\frac{b}{2} \right) \bar{g}_{H_2O(b)} \right]_{T_0, P_0} + a \cdot e_{kim, CO_2} + \left(\frac{b}{2} \right) e_{kim, H_2O} - \left(a + \frac{b}{4} \right) e_{kim, O_2} \quad (3.40)$$

Çevrenin alternatif belirtilerine göre rölatif olarak hesaplanan kimyasal ekserjiler genel olarak iyi sonuçlar vermektedir[9].

3.3.6. Fiziksel ekserji

Fiziksel ekserji ifadesi, içinde akışkanın tersinir birkaç proses geçireceği ideal bir aygıtı gösteren bir modül, Şekil 3.2 vasıtasıyla bu bölümde verilen tanım kullanılarak türetilebilir. Akışın kinetik ve potansiyel enerjilerinin ihmal edilmesi kabulü ile, modül girişinde ele alınan akışkan durumu p₁ ve T₁ ile tanımlıdır ve çıkış durumu çevresel duruma karşılık gelir. Yani, akışın basınç ve sıcaklığı p₀ ve T₀' dır. Modül içinde proseslere bağlı tek etkileşim, çevre ile tersinir ısı transferidir. Bu ısı transferi, birim kütle başına aşağıdaki şekilde yazılabilir.



Şekil 3.3. Kararlı akış halindeki bir maddenin fiziksel ekserji tayininde kullanılan tersinir modül

$$q_{ter} \Big|_1^0 = T_0 (s_0 - s_1) \quad (3.41)$$

Modül için kararlı akışın birim kütlesi başına enerji eşitliği aşağıdaki gibi yazılır;

$$(h_0 - h_1) = q_{ter} - w_{ter} \quad (3.42)$$

Yukarıdaki tanım takip edilerek, modül tarafından dağıtılan iş akışın özgül fiziksel ekserjisine eşittir. Bundan dolayı Eşitlik (3.41) ve Eşitlik (3.42) birleştirildiğinde aşağıdaki ifade elde edilir.

$$(h_0 - h_1) = T_0 (s_0 - s_1) - w_{ter} \quad (3.43)$$

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

$$e_{fiz} = (h_1 - T_0 \cdot s_1) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad (3.44)$$

$[h_1 - T_0 \cdot s_1]$ terimi, akışkanın 1 durumundaki özgül fiziksel fonksiyonu olarak tanımlanır[33].

3.3.7. Ekserji kaybı

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

$$I = \sum_{gir.} E_{gir.} - \sum_{çu.} E_{çu.} \quad (3.45)$$

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

$$I = T_0 \left(\sum_{\text{çık.}} S_j - \sum_{\text{gir.}} S_i \right) = T_0 S \quad (3.46)$$

3.3.8. Ekserjik verim

Ekserji analizindeki son gelişmeler, geleneksel performans kriterlerine nazaran daha fazla avantaj sağlayan yeni bir performans kriterinin tanımını gerekli kılmıştır. Çeşitli termal sistemler için performans kriter formülasyonunun ekserji kavramına dayalı genel tekniği, kararlı yada yarı-kararlı koşullar altında proses geçiren bir sistem için, genel olarak ekserji transferleri prosteden beklenen çıkış ve gerekli girişi temsil edenler olmak üzere gruplanır. Giriş ve çıkış ekserjisinden; ısı transferine bağlı iş, ekserji, kontrol bölgesinin içine yada dışına olan madde akışına bağlı ekserji transferi yada kontrol bölgesinden geçen madde akışının ekserjisi gibi farklı formlar alabilir.

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

$$\sum \Delta \dot{E}_i = \sum \dot{E}_j + \sum_n \dot{I} \quad (3.47)$$

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

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

$\sum_n \dot{I}$: Sistem bileşenlerinin tersinmezlik toplamları, (kW)

Termodinamiğin ikinci kanunundan;

$$\dot{I} \geq 0 \quad (3.48a)$$

O zaman;

$$\sum \Delta \dot{E}_i - \sum \dot{E}_j = \sum_n \dot{I} \quad (3.48b)$$

$$\sum \Delta \dot{E}_i - \sum \dot{E}_j \geq 1 \quad (3.48c)$$

Ekserji çıkışının, ekserji girişine oranı 1' den küçüktür ve bu prosesin tersinmezlik derecesine bağlıdır. Bu oranın ölçüsü, prosesin termodinamik tamlığının kriter derecesi olarak kullanılır ve buna "ekserjik verim" yada "rasyonel verim" denir ve “ ψ ” sembolü ile gösterilir. (3.47) eşitliğinden rasyonel verim için iki eşdeğer ifade elde edilebilir:

$$\frac{\sum \Delta \dot{E}_j}{\sum \Delta \dot{E}_i} \leq 1 \quad (3.49)$$

$$\psi = \frac{\sum \Delta \dot{E}_j}{\sum \Delta \dot{E}_i} \quad (3.50)$$

Eşitlik (3.50)' nin diğer bir formu da aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\psi = \frac{\dot{I}}{\sum \Delta \dot{E}_i} \quad (3.51)$$

3.3.9. Verim hatası (Efficiency defect)

Kontrol bölgesi, n tane alt bölgeden oluşan çok bileşenli bir sistem ise, bu sistem için rasyonel verimliliğin ikinci formu (3.51) daha avantajlıdır. Buna göre:

$$1 - \psi = \frac{\dot{I}}{\sum \Delta \dot{E}_i} \quad (3.52)$$

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

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

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

$$\delta_i = \frac{\dot{I}}{\sum \Delta \dot{E}_i} \quad (3.53)$$

ilave olarak, (3.52) eşitliği aynı zamanda aşağıdaki şekilde de yazılabilir:

$$1 = \psi + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_n \quad (3.54)$$

δ_n , tesisin “n” bileşenin verim hatasıdır.

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

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

BÖLÜM 4. MATERYAL VE METOT

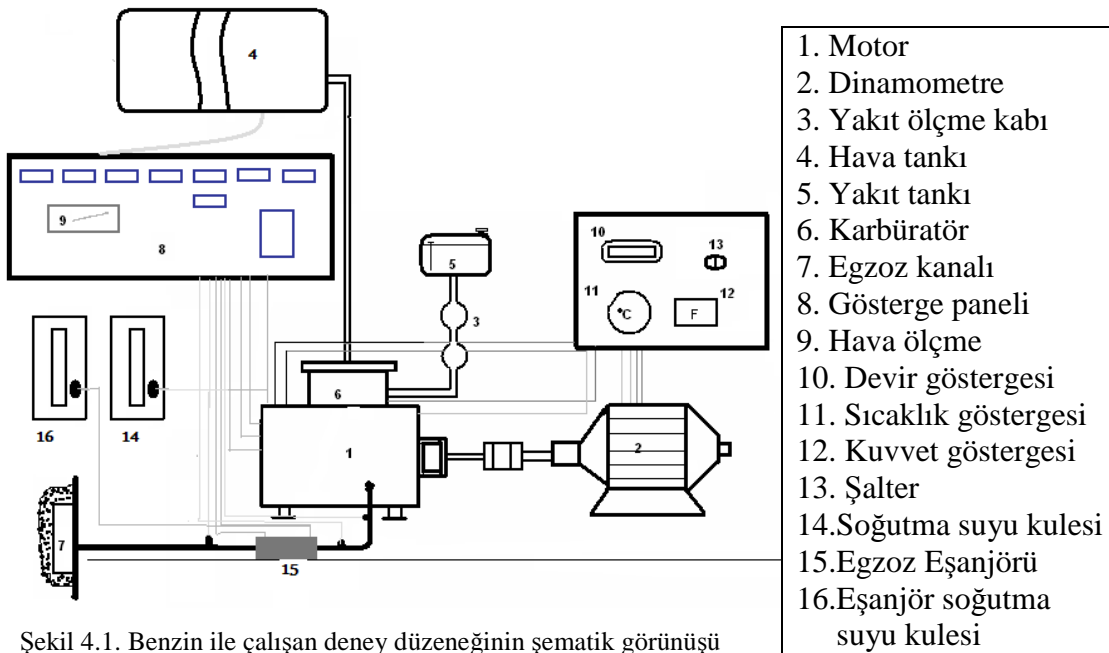
4.1. Deney Düzeneği ve Deneyde Kullanılan Cihazlar

Motor deneyleri T.C. Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Ana Bilim Dalı laboratuvarlarında yapılmıştır.

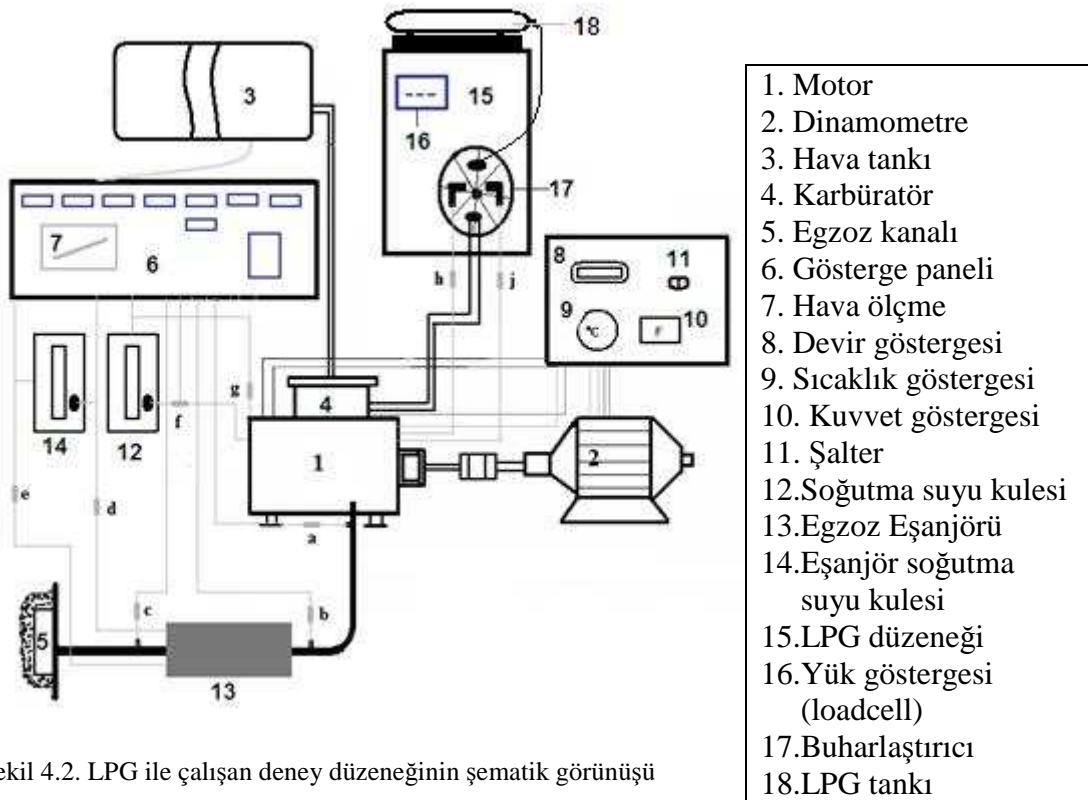
Laboratuarda yer alan deney düzeneğinde;

1. Motorun yüklenmesini ve döndürme momentinin ölçülmesini sağlayacak olan elektrikli dinamometre,
2. Devir sayısını ölçmeye yarayan takometre,
3. Yakıt tüketimini ölçmek için kullanılan ölçekli kap,
4. Hava debisini ölçmek için orifis ve eğik manometre sistemi,
5. Egzoz gazlarının sıcaklığını ölçmek için termometre ve göstergeler,
6. Soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için termometre ve göstergeler,
7. Egzoz kalorimetresi ile kalorimetreye su ve egzoz gazı giriş çıkış sıcaklıklarını ölçmek için termometre ve göstergeler,
8. Deney motorunu LPG yakıtı ile çalıştırmada kullanılmak üzere bir adet LPG düzeneği yer almaktadır.

Şekil 4.1 ve Şekil 4.2' de benzinli ve LPG ile çalışan deney düzeneğinin şematik görünüşü yer almaktadır



Şekil 4.1. Benzin ile çalışan deney düzeneğinin şematik görünüşü



Şekil 4.2. LPG ile çalışan deney düzeneğinin şematik görünüşü

4.1.1. Deney motoru

Deneylet Petter marka, su soğutmalı, tek silindirli, buji ateşlemeli, hem benzinle hem de LPG ile çalışabilen bir deney motorunda yapılmıştır(Şekil 4.3). Motorun teknik özellikleri aşağıda belirtilmiştir.

Deney motorunun teknik özellikleri:

Marka ve model	: Petter
Çalışma prensibi	: 4 zamanlı
Yakıt Sistemi	: Benzin ve LPG (orjinalinde benzin yakıtlı olan bu motora sonradan 1.nesil LPG sistemi monte edilmiştir).
Silindir sayısı	: 1
Silindir çapı (mm)	: 84,95
Silindir stroku (mm)	: 82,45
Toplam silindir hacmi (cm ³)	: 467,07
Sıkıştırma oranı	: 8,78/1 (max.) - 4,11/1 (min.)
Maksimum devir sayısı (devir/dakika)	: 3400



Şekil 4.3. Deney motorunun görünüşü

4.1.2. Eğik manometre

Deneylet sırasında motorda, şekilde görüldüğü gibi bir hava tankı ile hava tankına bağılı olan, göstergeler panelinde monte edilmiş bir eğik manometre kullanılmıştır(Şekil 4.4 ve Şekil 4.5).



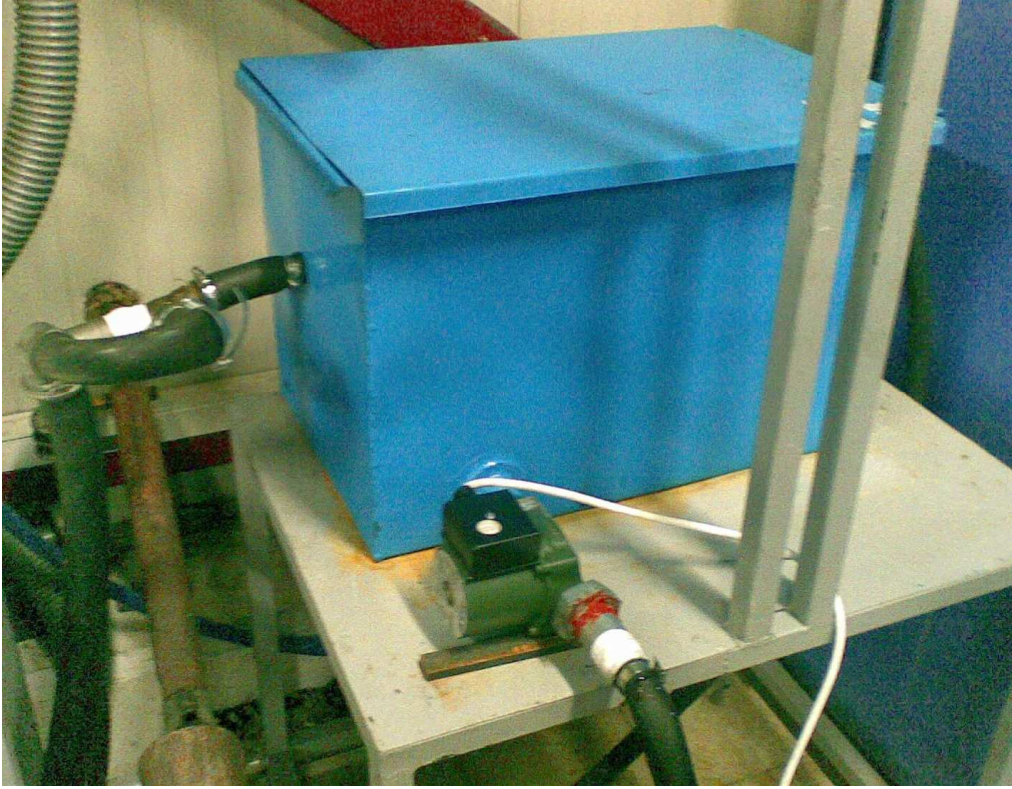
Şekil 4.4. Hava Tankı



Şekil 4.5. Eğik Manometre

4.1.3. Soğutma kulesi

Deneylet sırasında motora, soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıklarının ölçülmesi için kullanılmak üzere, şekilde görüldüğü gibi bir soğutma kulesi bağlanmıştır(Şekil 4.6). Soğutma suyu kulesi, suyun, motorun içinde devirdaim yapmasını sağlayarak motorun soğutulmasını sağlamaktadır.



Şekil 4.6. Soğutma Kulesi Düzenegi

4.1.4. LPG düzenegi

Deneyler sırasında motoru LPG ile çalıştırmak için motora LPG düzenegi monte edilmiştir. Gerekli LPG yakıtı LPG deposundan sağlanmıştır ve yakıt sarfiyatının belirlenmesi için şekilde görüldüğü gibi 1 g. hassasiyete sahip olan loadcell terazi kullanılmıştır(Şekil 4.7).



Şekil 4.7. LPG Düzeneği

4.1.5. Göstergeler paneli

Deney sırasında, soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklarını, LPG soğutma suyu giriş çıkış sıcaklığını, ısı eşanjörüne su giriş çıkış sıcaklıklarını, egzoz gazının sıcaklığını, eşanjöre egzoz gazının giriş çıkış sıcaklıklarını ölçmek için kullanılan göstergelerin tamamı ile hava debisi ölçümü için kullanılan eğik manometre bu panelde toplanmıştır(Şekil 4.8).



Şekil 4.8. Göstergeler Paneli

4.1.6. Egzoz kalorimetresi

Egzoz gazına geçen ısı kaybını ölçebilmek amacıyla Şekil 4.9’ da gösterilen egzoz kalorimetresi kullanılmıştır. Kalorimetre egzoz manifoldu çıkışından sonra kısa bir mesafe ile bağlanmıştır. Ayrıca kalorimetreye su giriş çıkışı sağlanması amacıyla bir egzoz kalorimetresi soğutma suyu kulesi mevcuttur. Kalorimetreye egzoz gazı giriş ve çıkış sıcaklıkları ile su giriş çıkış sıcaklıkları 1 °C hassasiyetinde termokupl vasıtası ile ölçülmüştür.



Şekil 4.9. Egzoz Kalorimetresi

Bunların yanında deney düzeneğinde(Şekil 4.10), motorun çalıştırılması, yük durumunun ayarlanması ve devrinin görülmesi için bir kontrol paneli(Şekil 4.11). Harcanan benzin miktarının ölçümü için benzin yakıt ölçeri(Şekil 4.12) ve motor tarafından üretilen gücün tespiti için 3600 d/d' da maksimum 10 HP güce sahip elektrikli bir dinamometre(Şekil 4.13) kullanılmıştır.



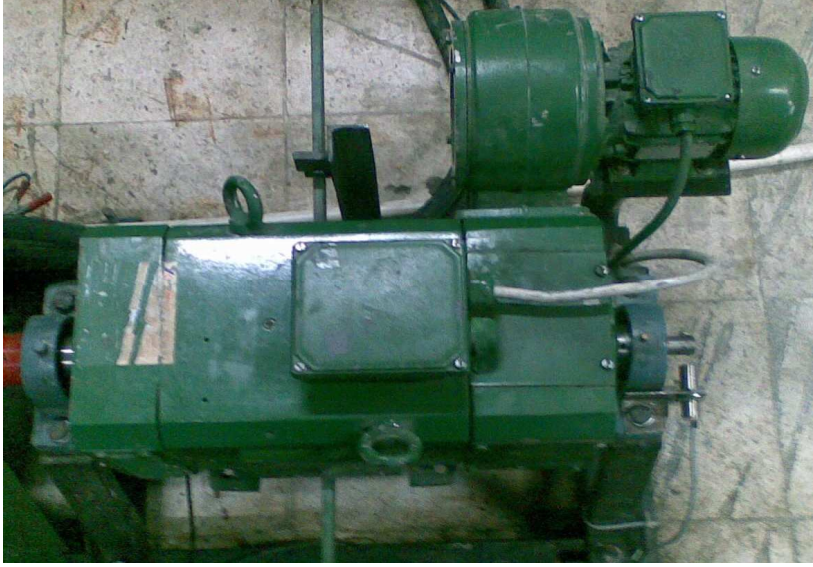
Şekil 4.10. Deney Düzeneğinin Görünüşü



Şekil 4.11. Kontrol Paneli



Şekil 4.12. Yakıt Ölçer



Şekil 4.13. Elektrikli Dinamometre

4.2. Deneysel Çalışma, Deneyin Yapılışı ve Ölçümler

Deneye başlanmadan önce, motorun yağı, sıkıştırma oranı, karbüratör ayarı, motor üzerindeki hortum bağlantıları ile göstergeler panelindeki kablo bağlantıları kontrol edilmiş, tüm deney şartları sağlandıktan sonra dinamo yardımıyla motor çalıştırılarak deneye başlanmıştır.

Deney, önceden belirlenen dokuz farklı devir aralığı için, ilk olarak benzin yakıtıyla çalıştırılarak yapılmıştır. Daha sonra motora LPG sistemi monte edilmiş ve karbüratör uygun çalışacak şekilde ayarlanarak LPG yakıtıyla deney yapılmıştır. Motor için gerekli olan LPG yakıtı, LPG yakıt deposundan buharlaştırıcıya, LPG yakıt hortumu kullanılarak sağlanmıştır. Yakıt sarfiyatı 1 g. hassasiyetinde loadcell ile ölçülmüştür. Buharlaştırıcıda LPG' nin buharlaşmasını sağlamak için, motor soğutma suyundan buharlaştırıcıya sıcak su bağlantısı yapılmıştır. Ayrıca göstergeler vasıtasıyla su giriş çıkış sıcaklıkları ($^{\circ}\text{C}$) ile LPG gaz giriş çıkış sıcaklıkları ($^{\circ}\text{C}$) da ölçülmüştür.

Deneyler, motor bir süre (25dk) 1400 d/d' da çalıştırılarak çalışma sıcaklığına getirildikten sonra dinamometre ile yüklenerek 800–2400 d/d aralığında 9 farklı devirde (800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400) yapılmıştır.

Deneyleerde yakıt olarak alt ısıl değeri (Hu) 44300 kJ/kg olan benzin ve alt ısıl değeri (Hu) 45840 kJ/kg olan LPG kullanılmıştır. Yük değeri (N) dinamometreden, yakıt debisi (kg/s) 25 cm³'lük yakıt ölçme kabından kronometre ile geçiş süresi tespit edilerek, hava debisi (kg/s) orifisten geçen hava ve eğik manometreden (mmss) okunan değerler ile ölçülmüştür. Dış hava sıcaklığı (°C), motor çıkışındaki egzoz gazı sıcaklığı (°C), egzoz gazının kalorimetreye giriş sıcaklığı (°C), egzoz gazının kalorimetreden çıkış sıcaklığı (°C), kalorimetreye su giriş ve çıkış sıcaklıkları (°C), soğutma suyunun motora giriş ve çıkış sıcaklığı (°C) ve motor dış yüzey sıcaklığı (°C) termometre ve göstergelerden tespit edilerek her bir devir aralığı için ölçülmüştür.

Yakıtın yanması sonucu ortaya çıkan enerji değeri hesaplanarak; egzoz gazlarına, soğutma suyuna, ısı transferi ile çevreye ve motordaki sürtünmelere giden kayıp enerjiler, deneysel çalışmada ölçülen değerlerden faydalanılarak hesaplanmıştır ve Sankey (enerji) diyagramı (2000 d/d için) çizilmiştir. Daha sonra, motora ekserji analizi uygulanmıştır ve Grassmann (ekserji) diyagramı (2000 d/d için) çizilmiştir. Böylece faydalı güç tespit edilmiştir.

4.3. Hesaplamalarda Kullanılan Formüller

Buji ateşlemeli motorlarda, krank mili devrine bağlı olarak ölçülen güç, moment ve yakıt sarfiyat değerlerine motor karakteristikleri denilir. Değişik yük ve devirlerde bu değerlerde meydana gelen değişimler eğrilerle gösterilir. Bu değişimleri gösteren eğriye karakteristik eğri adı verilir. Bu eğriler motorun gerçek hizmet şartlarındaki performansı hakkında önemli bilgiler verir. Motor performansının tespiti amacı ile yapılan deneysel çalışmalarda doğrudan bulunamayan değerler, performans karakteristiklerini veren denklemlerle hesaplanır. Motor deneylerinde ölçülen büyüklükler genellikle döndürme momenti, devir sayısı, yakıt debisi, emme havası debisi, ortam sıcaklığıdır[28]. Bu büyüklükler vasıtasıyla hesaplanan en önemli performans karakteristikleri ise efektif güç, döndürme momenti, ortalama efektif basınç ve özgül yakıt sarfiyatıdır[36].

Hem benzin hem LPG yakıtı kullanılarak yapılan deneyler yardımıyla motor performans karakteristiklerini hesaplamak için aşağıdaki eşitliklerden yararlanılmıştır.

4.3.1. Döndürme momenti ve efektif güç

Değişik uygulamalarla belirlenebilen döndürme momenti ve efektif güç bu çalışmada elektrikli bir dinamometre ile ölçülmüştür. Motor döndürme momenti ve güç hesaplamalarında aşağıdaki eşitlikler kullanılmıştır. Motor tarafından oluşturulan döndürme momenti;

$$M_d = F.L \quad (4.1)$$

Motor tarafından üretilen güç ve dolayısıyla dinamometre vasıtasıyla yutulan güç açısal hız ile döndürme momentinin çarpımına eşittir;

Devir sayısı takometre yardımıyla ölçülerek devir sayısı n (d/s) cinsinden alındığında;

Efektif güç:

$$P_e = 2\pi.F.L.n \quad (4.2)$$

(Nm/s) veya (W) olarak bulunur.

Gerekli düzenlemeler ve sadeleştirmeler yapılarak P_e (kw) cinsinden aşağıdaki formül ile bulunur[28].

$$P_e = \frac{M_d.n}{9549} \quad (4.3)$$

Burada;

M_d = Döndürme momenti (Nm),

- F = Fren (terazi) kuvveti (N),
 L = Moment kolu uzunluğu (m),
 P_e = Efektif güç(kW),
 n = Motor devri (devir/s).

4.3.2. Ortalama efektif basınç

Ortalama efektif basınç motorun gerçek çevrimdekine eşdeğer bir P_e gücünü vermesi için bir strok boyunca pistonu etkimesi gereken sabit basınç olarak ifade edilir. W_e (Nm/çev.), çevrim işi ve V_H (m³), toplam strok hacmi olmak üzere ortalama efektif basınç[28];

$$P_{me} = \frac{W_e}{V_H} = \frac{P_e}{n_c \cdot V_H} = \frac{P_e}{V_H \cdot n \cdot i} \quad (4.4)$$

Burada;

- P_{me} = Ortalama efektif basınç (N/m²),
 W_e = Bir çevrimdeki iş (Nm/çevrim),
 P_e = Efektif güç (kW),
 n_c = İş yapan devir sayısı, n_c = n.i (çevrim/s),
 n = Motor devri (devir/s),
 i = Bir devirdeki çevrim sayısı (çevrim/dev.), (4 stroklu dizel için i =1/2, 2 stroklu dizel için i=1' dir).

4.3.3. Özgül yakıt sarfiyatı

Birim zamanda birim güç başına harcanan yakıt miktarına özgül yakıt sarfiyatı denir. Laboratuvar şartlarında bir motorun yakıt sarfiyatını deney tesisatında hacimsel olarak ölçmek mümkündür. Belli çalışma şartlarında motorun Δt (s) zaman aralığında tükettiği yakıtın hacmi ΔV (cm³) olsun. Yakıtın yoğunluğu ρ_y (g/cm³) ise Özgül yakıt sarfiyatı[28];

$$b_e = sfc = \frac{3600 \cdot \Delta V \cdot \rho_y}{P_e \cdot \Delta t} = \frac{3600 \cdot \dot{m}_y}{P_e} \quad (4.5)$$

olarak bulunur.

Bu denklemde;

b_e = Özgül yakıt tüketimi (g/kWh),

\dot{m}_y = Kütleli debi (g/s),

ρ_y = Yakıt yoğunluğu (g/cm³),

ΔV = Tüketilen yakıt hacmi (cm³),

Δt = Yakıt tüketme süresi (s).

4.3.4. Efektif verim

Efektif verim, motor milinden alınan işin silindire verilen enerjiye oranı şeklinde tarif edilir ve iş veya güç oranları cinsinden yazılırsa;

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_r} = \frac{W_e / t}{Q_r / t} = \frac{P_e}{\dot{m}_y \cdot H_u} \quad (4.6)$$

eşitliği ile ifade edilir. (4.5) ifadesinden \dot{m}_y çekilip b_e (g/kW.h) ve H_u (kJ/kg) alındığında,

$$\eta_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{b_e \cdot H_u} \quad (4.7)$$

ifadesi elde edilir[28].

4.3.5. Volümetrik verim

Motorun belli çalışma şartlarında emdiği gerçek hava miktarının pistonun yer değiştirdiği hacme (teorik hava miktarı) oranıdır. Strok hacmi V_h (m^3), silindir sayısı z olan ve n (devir/s) hızla dönen bir motorun volümetrik verimi;

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{H,g}}{\dot{m}_{H,t}} = \frac{2\dot{m}_{H,g}}{z \cdot \rho_{H,g} \cdot V_H \cdot n} = \frac{2\dot{V}_{H,g}}{z \cdot V_H \cdot n} \quad (4.8)$$

ifadesinden hesaplanır[28].

4.3.6. Hava fazlalık katsayısı

Birim ağırlıktaki yakıtı yakmak için gerekli olan hava miktarına kimyasal olarak doğru veya stokiyometrik hava miktarı denilir ve $h_{\min} = (\dot{m}_{hava} / \dot{m}_{yakıt})_{teorik}$ olarak ifade edilir. Gerçek çalışma durumunu ifade eden oran, $h = (\dot{m}_{hava} / \dot{m}_{yakıt})_{gerçek}$ olarak ifade edilirse hava fazlalık katsayısı için;

$$\lambda = \frac{(\dot{m}_H / \dot{m}_Y)_g}{(\dot{m}_H / \dot{m}_Y)_t} = \frac{(\dot{m}_H / \dot{m}_Y)_g}{h_{\min}} \quad (4.9)$$

4.3.7. Hava debisi ölçümü

Motor hava debisinin tayini motor deneylerinin en çok değişken ihtiva eden ve dikkat isteyen ölçümlerinden biridir. Hava debisi, motor performansı ve emisyon karakteristiklerinin belirlenmesinde en önemli unsurdur. Hava-yakıt oranını, hava fazlalık katsayısı, hacimsel verim gibi yanma olaylarının detayları hakkında bilgi etmek için hava debisinin mutlaka bilinmesi gerekir ve motorun hava debisi;

$$\dot{V}_h = 111,823 \cdot d_H^2 \cdot \sqrt{\frac{T_H \cdot \Delta h_H}{P_H}} \quad (m^3/s) \quad (4.10)$$

ifadesi ile hesaplanır[28].

Burada;

d_H : Orifis çapı (m)

Δh_H : Manometredeki akışkan yüksekliği (cmSS)

T_H : Ortam sıcaklığı (K)

P_H : Ortam basıncı = 101325 (N/m²).

4.4. Enerji ve Ekserji Analizlerinin Uygulanması

Deney motoru; 800 (d/d), 1000 (d/d), 1200 (d/d), 1400 (d/d), 1600 (d/d), 1800 (d/d), 2000 (d/d), 2200 (d/d), 2400 (d/d)' de benzin ve LPG yakıtıyla çalıştırılmış ve bu devirlerde deney sonuçları ölçüm cihazları vasıtasıyla alınmıştır. Motora enerji analizi, birinci kanuna göre uygulanır. 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.

4.4.1. Motora enerji analizinin uygulanması

Bu kısımda, motora enerji analizinin uygulanmasında kullanılan eşitlikler verilmiş ve bu eşitlikler yardımıyla deney yapılan tüm devir aralıklarında, benzin ve LPG yakıtı kullanılarak hesaplanan enerji değerleri, deney sonuçları bölümünde verilmiştir.

4.4.1.1. Yakıt enerjisi (Q_y)

Benzin ve LPG yakıtı için ölçülen değerler vasıtasıyla yakıtın yanması sonucu oluşan yakıt enerji değeri;

$$Q_y = \dot{m}_y \cdot H_U \quad (4.11)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada \dot{m}_y yakıt debisini (kg/s), H_u yakıtın alt ısıl değerini (kJ/kg) göstermektedir. Benzinin alt ısıl değeri 44300 kJ/kg ve LPG' nin alt ısıl değeri 45840 kJ/kg olarak alınmıştır[25].

4.4.1.2. Efektif güç (P_e)

Farklı devirlerde benzin ve LPG yakıtı kullanılarak motor milinden alınan faydalı (efektif) güç değerleri denklem 4.3' te verilen bağıntı ile hesaplanmıştır. .

4.4.1.3. Egzoz ısısı (Q_{eg})

Egzoz ısısı, motor çıkışından çevreye kadar olan ısı kayıpları dikkate alındığında egzoz kalorimetresi yardımıyla;

$$Q_{eg} = \underbrace{\dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot (t_{e1} - t_{e2})}_a + \underbrace{\dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot (t_{e2} - t_{e3})}_b + \underbrace{\dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot (t_{e3} - t_{e0})}_c \quad (4.12)$$

eşitliği ile hesaplanır.

Burada;

- a: Egzoz manifoldu – kalorimetre arasındaki ısı kaybı
- b: Kalorimetreden egzoz gazı soğutma suyuna geçen ısı
- c: Kalorimetrenin çıkışındaki gazın, çevreye atılan ısıyı ifade etmektedir.

Kalorimetredeki ısı kayıplar ihmal edilerek enerji dengesi yazıldığında;

$$\dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot (T_{e2} - T_{e3}) = \dot{m}_{sk} \cdot c_{p_{su}} \cdot (T_{s2} - T_{s1}) \quad (4.12a)$$

$$\dot{m}_g \cdot c_{p_g} = \dot{m}_{sk} \cdot c_{p_{su}} \cdot \left[\frac{(T_{s2} - T_{s1})}{(T_{e2} - T_{e3})} \right] \quad (4.12b)$$

Eşitlik 4.12b, Eşitlik 4.12 yerine konulursa;

$$\dot{Q}_{eg} = \frac{\dot{m}_{sk} \cdot c_{psu} \cdot (T_{s2} - T_{s1})}{(T_{e2} - T_{e3})} \cdot (T_{e1} - T_0) \quad (4.12c)$$

eşitliği elde edilir. Burada;

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

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

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

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

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

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

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

T_0 : Dış hava sıcaklığı, °C' dir.

Egzoz enerjisi, denklem 4.12c' deki bağıntıyla hesaplanmıştır.

4.4.1.4. Soğutma suyu enerjisi ($Q_{soğ}$)

Motorda soğutma sistemine transfer edilen enerji;

$$Q_{soğ} = \dot{m}_s \cdot c_{psu} \cdot (t_{sg2} - t_{sg1}) \quad (4.12)$$

formülü ile hesaplanmıştır. Burada; \dot{m}_s soğutma suyu debisi (kg/s), c_{psu} soğutma suyu özgül ısısı (kJ/kg.°C), t_{sg1} soğutma suyu motora giriş sıcaklığı (°C), t_{sg2} soğutma suyu motordan çıkış sıcaklığını (°C) ifade etmektedir.

4.4.1.5. Sürtünme gücü ($W_{sür}$)

Sürtünme gücünü hesaplamak için ortalama fren (sürtünme) basıncının hesaplanması gerekmektedir. Ortalama fren basıncı;

$$f_{me} = 0,123 \cdot \varepsilon + 0,0004774 \cdot n \quad (4.13)$$

eşitliği ile hesaplanır[37].

Buradan sürtünmeye harcanan güç değeri aşağıdaki ifade ile hesaplanır.

$$f_{me} = \frac{W_{sür}}{V_h \cdot n \cdot i} \quad (4.14)$$

$$W_{sür} = \frac{46,7 \cdot n \cdot f_{me} \cdot 0,5}{60000} \quad (4.15)$$

Burada, ε sıkıştırma oranı ve n motor devridir.

4.4.1.6. Radyasyon enerjisi (Q_{rad})

Isı transferi ve yağlama gibi sistemden çevreye ısı transferiyle kaybolan enerji değerleri, enerjinin korunumu ilkesinden faydalanılarak;

$$Q_{rad} = Q_y - (P_e + Q_{eg} + Q_{soğ} + W_{sür}) \quad (4.16)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır.

4.4.2. Motora ekserji analizinin uygulanması

Deney motoruna enerji analizi uygulandıktan sonra, daha net sonuçlara ulaşmak amacıyla ekserji analizi de yapılmıştır. Bir motor için, kayıpların ve motor verimliliğinin tespiti ve analizinde sadece enerji analizi yeterli değildir. Sağlıklı termodinamik analiz sonucu elde edilebilmesi için, enerji analizinin yanında ekserji analizinin de yapılması gerekmektedir.

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.

Bu kısımda, motora ekserji analizinin uygulanmasında kullanılan eşitlikler verilmiş ve bu eşitlikler yardımıyla deney yapılan tüm devir aralıklarında, benzin ve LPG yakıtı kullanılarak hesaplanan ekserji değerleri, deney sonuçları bölümünde verilmiştir.

4.4.2.1. Yakıt ekserjisi (\dot{E}_y)

Deneyleerde benzin (C_8H_{18}) ve LPG ($C_{3,7}H_{9,4}$) yakıtları kullanılmış olup bu yakıtların kütlelesel analizleri şöyledir;

Benzin için; C_8H_{18} ; C= %84,2 = 0,842
H= %15,8 = 0,158

LPG için; $C_{3,7}H_{9,4}$; C= %82,5 = 0,825
H= %17,5 = 0,175

Yakıtın kimyasal enerjisinin belirlenebilmesi için öncelikle yakıt bileşenlerinin yani C ve H₂ elementlerinin O₂ ile reaksiyon sonunda sahip oldukları kimyasal ekserji değerleri hesaplanmıştır.

Bunun için denklem (4.17) ile Tablo 4.7 ve Tablo 4.8' den yararlanılmıştır.

$$e_{kim} = \sum n_i (\mu_{0i} - \mu_i^c) \quad (4.17)$$

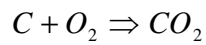
Tablo 4.1. Yakıtları ve yanma ürünlerini oluşturan bileşenlerin serbest özgül Gibbs enerji değerleri[24]

Bileşenler	Serbest Özgül Gibbs Enerjisi $\bar{g} = \bar{h}_f^0$ (kJ/kmol)
C	0
O ₂	0
CO ₂	-394389
H ₂ O	-228582

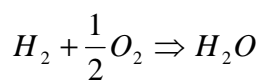
Tablo 4.2. Çevre tanımı[8]

Referans Maddeleri	Mol Kesri (%)
N ₂	76,67
O ₂	20,35
CO ₂	0,0345
H ₂ O	3,03
CO	0,0007
SO ₂	0,0002
H ₂	0,00005
Diğer	0,91455

C' un O₂ ile reaksiyona girmesi sonucu yanma ürünü olarak CO₂ açığa çıkar.



H₂' nin O₂ ile reaksiyonu sonucu yanma ürünü olarak H₂O açığa çıkar.



Yukarıda verilen Tablo 4.7 ve Tablo 4.8 ile denklem (4.18) ve denklem (4.19) yardımıyla C' un ve H₂' nin kimyasal ekserjisi hesaplanmıştır.

$$\bar{e}_{kimC} = \bar{g}_C + \bar{g}_{O_2} - \bar{g}_{CO_2} + \bar{R}T_0 \ln \frac{y_{O_2}^{\xi}}{y_{CO_2}^{\xi}} \quad (4.18)$$

$$\bar{e}_{kimH_2} = \bar{g}_{H_2} + \frac{1}{2} \bar{g}_{O_2} - \bar{g}_{H_2O} + \bar{R}T_0 \ln \frac{\sqrt{y_{O_2}^{\xi}}}{y_{H_2O}^{\xi}} \quad (4.19)$$

C' un ve H₂' in hesaplanan kimyasal ekserji değerleri, bu elementlerin yakıt içindeki konsantrasyonlarına göre değerlendirilip, yakıt kimyasal ekserji değeri yani yakıt ekserjisi bulunmuştur.

$$\bar{e}_{kim,b} = 0,842.e_{kimC} + 0,158.e_{kimH_2} = 47319 \text{ kJ / kg}$$

Yukarıda hesaplanan benzinin kimyasal ekserji değeri, literatür ile uyumludur[33].

$$\bar{e}_{kim,LPG} = 0,825.e_{kimC} + 0,175.e_{kimH_2} = 48736 \text{ kJ / kg}$$

$$\phi_{LPG} = \frac{\dot{E}_y}{Hu} = \frac{48736}{45840} = 1,0632$$

Yukarıda hesaplanan LPG' nin kimyasal ekserji değeri, literatür ile uyumludur[33].

Her iki yakıt için (benzin ve LPG) hesaplanan e_{kim} değeri, yakıtın kütleli debisi ile çarpıldığında (4.18) ilgili yakıtın kimyasal ekserjisi elde edilir.

$$\dot{E}_y = \bar{e}_{kim} \cdot \dot{m}_y \quad (4.20)$$

4.4.2.2. Efektif güç ekserjisi (\dot{E}_w)

Ekserji transferi büyüklük ve doğrultu olarak iş transferi ile aynı büyüklük ve doğrultuya sahip olduğundan daha önce bulunmuş olan efektif güç, efektif güç ekserjisi olarak alınmıştır.

4.4.2.3. Egzoz ekserjisi (\dot{E}_{eg})

Egzoz ürünlerinin ekserjilerini hesaplayabilmek için deney yapılan her bir devir aralığı için kütleli debi ve oranlarının bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla ilgili devirlerde tüketilen yakıt için kullanılan havanın hacimsel debisi (V_h), benzin ve LPG yakıtıyla çalıştırılan deney motoru için, denklem (4.9) kullanılarak dokuz farklı devir aralığı için hesaplanmıştır.

Havanın kütleli debisini hesaplamak için denklem 4.21' deki formül yardımıyla önce hava yoğunluğu (ρ_H) bulunur.

$$\frac{P}{\rho_H} = R.T_0 \quad (4.21)$$

buradan,

$$\dot{m}_h = \dot{V}_h \cdot \rho_H \quad (4.22)$$

Kütleli hava debisi, benzin ve LPG yakıtıyla çalıştırılan deney motoru için, denklem (4.22) kullanılarak hesaplanmıştır.

Gerçek hava/yakıt oranının bulunması;

Gerçek hava/yakıt oranı, yakıtın kütleli debisi (\dot{m}_y) ve havanın kütleli debisi (\dot{m}_h) kullanılarak denklem (4.23) ile aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{gerçek} = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_y} \quad (4.23)$$

Hava fazlalık katsayısı;

$$\lambda = \frac{\left(\frac{H}{Y}\right)_{gerçek}}{\left(\frac{H}{Y}\right)_{teorik}} \quad (4.24)$$

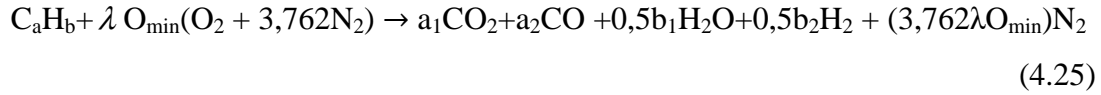
Su gazı dengesi ile yanma ürünlerinin belirlenmesi;

Yakıtın yanması sonucu oluşan yanma sonu ürünlerinin yüzde olarak mol kesirleri homojen su gazı dengesi yaklaşımı ile hesaplanmış ve egzoz ekserjisi 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].

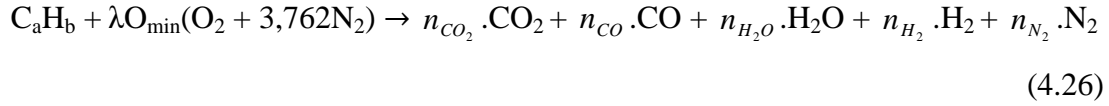
Kapalı formülü C_aH_b olarak verilen yakıtın kuru hava ile eksik yanması sonucu oluşan yanma ürünleri homojen su gazı dengesi yaklaşımı ile hesaplanır. İçinde i adet bileşen ve j adet element bulunan bir sistem için $p, T = s, t$ şartlarında r adet elementlerin korunumu denklemi yazılabilir. Dolayısıyla $i - j = r$ adet bilinmeyen mevcuttur. Böylece r adet denge reaksiyonu seçilebilir[23].

Aşağıda eksik yanma sonucu oluşan yanma denkleminde yanma ürünlerinde 5 adet bileşen (a_1CO_2 , a_2CO , $0,5b_1H_2O$, $0,5b_2H_2$, $(3,762 \lambda O_{min})N_2$) ve 4 adet element (C, H, O, N) bulunmaktadır. Dolayısıyla $r = 1$ olmaktadır. Eksik yanma sonucu oluşan yanma denklemi;

$$O_{min} = a + \frac{b}{4} \text{ olmak üzere;}$$



Buradan;



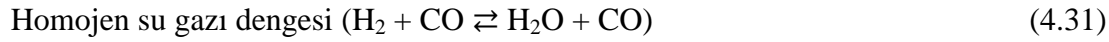
Elementlerin korunumundan aşağıdaki bağıntılar yazılır.

$$N_O = 2\lambda O_{\min} = n_{H_2O} + n_{CO} + 2n_{CO_2} \quad (4.27)$$

$$N_H = h = 2n_{H_2O} + 2n_{H_2} \quad (4.28)$$

$$N_C = c = n_{CO} + n_{CO_2} \quad (4.29)$$

$$N_N = 2,3,762 \cdot \lambda \cdot O_{\min} = 2n_{N_2} \quad (4.30)$$



$$K_{SG} = \frac{n_{H_2O} \cdot n_{CO}}{n_{H_2} \cdot n_{CO_2}} \quad (4.32)$$

Yukarıdaki (4.27), (4.28), (4.29) ve (4.32) denklemlerinden n_{H_2O} 'ya göre çözüm yapılırsa;

$$a \cdot n_{H_2O}^2 + b \cdot n_{H_2O} + c = 0 \quad (4.33)$$

yazılabilir. Burada;

$$a = (1 - K_{SG}) \quad (4.34)$$

$$b = [2N_c - N_o + K_{SG}(N_o - N_c + 0,5N_H)] \quad (4.35)$$

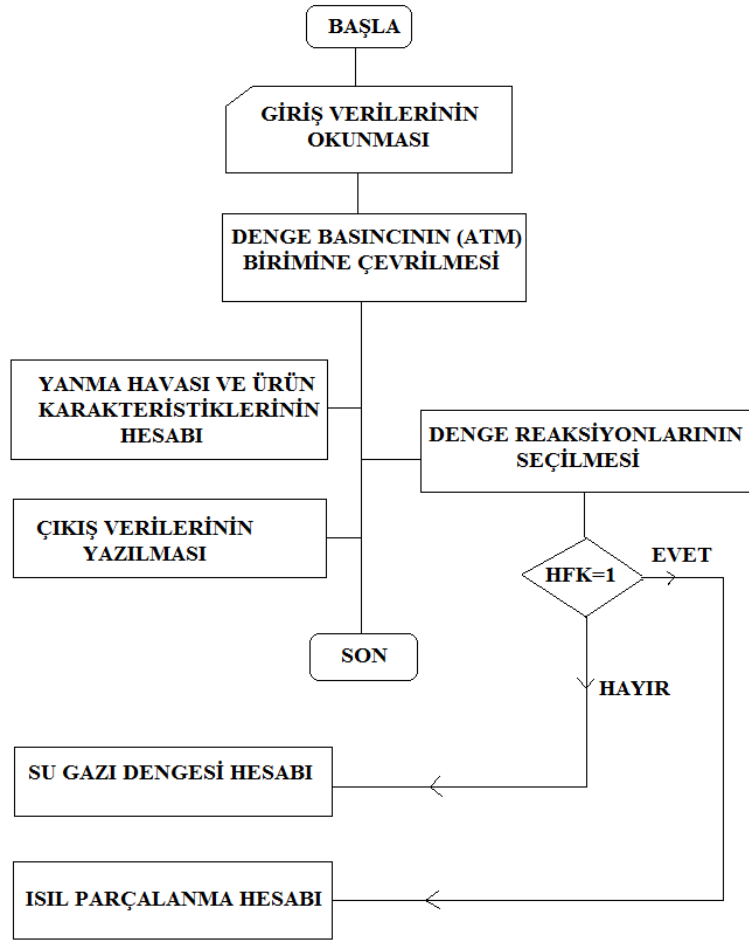
$$c = \frac{K_{SG} \cdot N_H (N_c - N_o)}{2} \quad (4.36)$$

alınır. Yukarıda verilen denklem (4.30) vasıtasıyla azot mol sayısı doğrudan bulunabilmektedir.

$$y_i = \frac{n_i}{n_{ür}} \quad (4.37)$$

Denklemiyle ürünlerin mol kesirleri (hacimsel kesirler) tayin edilir.

Bu çalışmada egzoz ürünleri, yukarıda verilmiş olan su gazı dengesi metodu ile bulunmuştur. Aşağıda su gazı dengesiyle egzoz ürünlerini belirlediğimiz bilgisayar programının akış diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.13. Yakıt hava karışımlarının yanması ile teşekkül eden ürünlerde su gazı dengesi veya ısıl ayrışma hesabı için akış diyagramı[28]

Yanma ürünlerinin gerçek kütleleri;

Egzozdan çıkan kütlenin %2 kayıpla çıktığı kabul edildiğinde gerçek egzoz kütle formülü denklem (4.38)' deki gibidir.

$$\dot{m}_{eg} = (\dot{m}_y + \dot{m}_h).0,98 \quad (4.38)$$

buradan;

$$\dot{m}_i = y_i \cdot \dot{m}_{eg} \quad (4.39)$$

denklemleri ile yanma ürünlerinin gerçek kütleleri belirlenmiştir.

Yanma ürünlerinin toplam ekserjileri;

Egzoz bileşenlerinin entalpi ve entropileri Tablo.4.11' deki özgül ısı sabitleri kullanılarak egzoz bileşenlerinin entalpi ve entropileri denklem (4.40) ve (4.41) ile hesaplanmıştır.

$$\Delta H = [a.(T_2 - T_1) + \frac{b.(T_2^2 - T_1^2)}{2} + \frac{c.(T_2^3 - T_1^3)}{3} + \frac{d.(T_2^4 - T_1^4)}{4}] \quad (4.40)$$

$$\Delta S = [a.(\ln \frac{T_2}{T_1}) + b.(T_2 - T_1) + \frac{c.(T_2^2 - T_1^2)}{2} + \frac{d.(T_2^3 - T_1^3)}{3}] \quad (4.41)$$

Tablo 4.3. Egzoz ürünlerinin entalpi ve entropi hesaplamalarında kullanılan sıcaklığa bağlı özgül ısı sabitler[24]

$\bar{c}_{p0} = a + bT + cT^2 + dT^3$								
[T, K ve \bar{c}_{p0} kJ/(kmol.K) birimlerinde]								
Madde	Kim. For.	a	b	c	d	Sıcaklık aralığı (K)	% hata En yüksek	Ort.
Azot	N ₂	28,9	-0,1571.10 ⁻²	0,8081.10 ⁻⁵	-2,873.10 ⁻⁹	273-1800	0,59	0,34
Oksijen	O ₂	25,48	1,52.10 ⁻²	-0,7155.10 ⁻⁵	1,312.10 ⁻⁹	273-1800	1,19	0,28
Hidrojen	H ₂	29,11	-0,1916.10 ⁻²	0,4003.10 ⁻⁵	-0,8704 ⁻⁹	273-1800	1,01	0,26
Karbonmonoksit	CO	28,16	0,1675.10 ⁻²	0,5372.10 ⁻⁵	-2,222.10 ⁻⁹	273-1800	0,89	0,37
Karbondioksit	CO ₂	22,26	5,981.10 ⁻²	-3,501.10 ⁻⁵	7,469.10 ⁻⁹	273-1800	0,67	0,22
Su Buharı	H ₂ O	32,24	0,1923.10 ⁻²	1,055.10 ⁻⁵	-3,595.10 ⁻⁹	273-1800	0,53	0,24

Egzoz ürünlerinin termomekaniksel, kimyasal ve toplam ekserjilerinin bulunması;

$$\bar{e}_{m,i} = \Delta H - (T_0 \cdot \Delta S) \quad (4.42)$$

$$\bar{e}_{kim,i} = R_U \cdot T_0 \cdot \ln \frac{y_i}{y_i^e} \quad (4.43)$$

$$\bar{e}_{top,i} = \bar{e}_{m,i} + \bar{e}_{kim,i} \quad (4.44)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Denklem (4.35)' te kullanılan çevre tanımı Tablo 4.8' de verilmiştir.

Egzoz ekserjisi;

$$\dot{E}_{eg} = \dot{m}_{N_2} \cdot \bar{e}_{top,N_2} + \dot{m}_{O_2} \cdot \bar{e}_{top,O_2} + \dot{m}_{CO_2} \cdot \bar{e}_{top,CO_2} + \dot{m}_{H_2O} \cdot \bar{e}_{top,H_2O} + \dot{m}_{H_2} \cdot \bar{e}_{top,H_2} + \dot{m}_{CO} \cdot \bar{e}_{top,CO} \quad (4.45)$$

denklemleri ile egzoz ekserjisi hesaplanmıştır.

4.4.2.4. Soğutma suyu ekserjisi ($\dot{E}_{soğ}$)

Soğutma suyu ekserjisi,

$$\dot{E}_{soğ} = \dot{Q}_s \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{sg2}} \right) \quad (4.47)$$

eşitliği ile hesaplanır.

4.4.2.5. Sürtünme gücü ekserjisi ($\dot{E}_{sür}$)

Sürtünme gücü ekserjisi,

$$\dot{E}_{sür} = W_{sür} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right) \quad (4.48)$$

denklemleri ile hesaplanır. Burada, T_m değeri motor dış yüzey sıcaklığıdır.

4.4.2.5. Radyasyon ekserjisi (\dot{E}_{rad})

Radyasyon ekserjisi denklem,

$$\dot{E}_{rad} = \dot{Q}_r \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right) \quad (4.49)$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada, T_m değeri motor dış yüzey sıcaklığıdır.

4.4.2.6. Motorda ekserji dengesi

Motordaki proses sürekli akışlı bir açık sistem olarak düşünüldüğünde, ekserji dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\left[\begin{array}{c} \text{[sisteme giren]} \\ \text{ekserji} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{[sistemden çıkan]} \\ \text{ekserji} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{[sistemde üretilen]} \\ \text{ekserji} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{[sistemdeki ekserji]} \\ \text{değişimi} \end{array} \right]$$

$$\text{Sisteme giren ekserji: } \dot{E}_{gir.mot.} = \dot{E}_h + \dot{E}_y$$

$$\text{Sistemden çıkan ekserji: } \dot{E}_{çık.mot.} = \dot{E}_{eg} + \dot{E}_w + \dot{E}_{rad} + \dot{E}_{soğ} + \dot{E}_{sür}$$

$$\text{Sistemde üretilen ekserji: } \dot{E}_{ür.mot.} = -\dot{E}_{kay}$$

Sistemdeki ekserji değişimi: $\Delta \dot{E} = 0$ (Sistem sürekli akışlı açık sistem kabul edildi)

Yukarıda yapılan açıklamalara uygun olarak kayıp ekserji denkliği,

$$\dot{E}_{kay} = \dot{E}_h + \dot{E}_y - \left[\dot{E}_{eg} + \dot{E}_w + \dot{E}_{rad} + \dot{E}_{soğ} + \dot{E}_{sür} \right] \quad (4.50)$$

eşitliği ile hesaplanır.

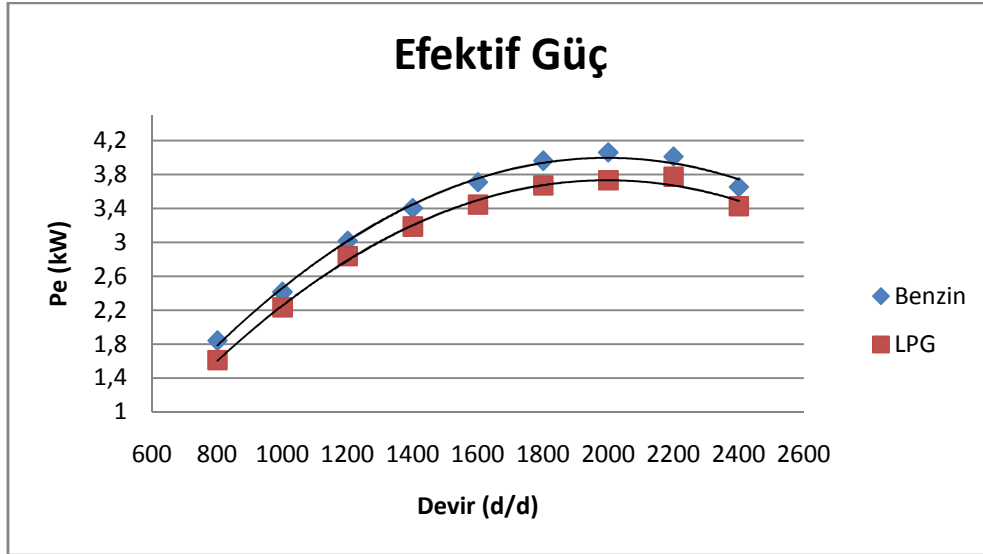
BÖLÜM 5. DENEYSEL SONUÇLAR

Benzin ve LPG yakıtı kullanılarak elde edilen deneysel veriler yardımıyla her iki yakıt türü için motor performans eğrileri, enerji ve ekserji bilançoları, 2000 d/d' da alınan veriler ile bir örnek olarak Sankey (enerji) ve Grassmann (ekserji) diyagramları bu bölümde verilmiştir.

5.1. Benzin ve LPG Yakıtı İçin Motor Performans Eğrileri

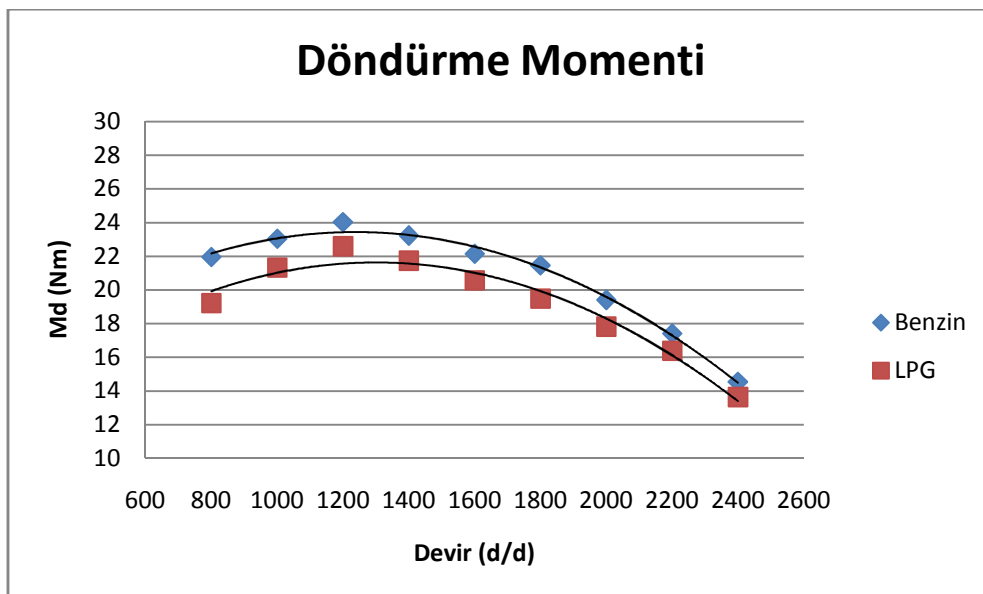
Tam yük ve tam gazda, 9 farklı devirde yapılan deneyler de, motorun gerçek çalışma şartlarındaki performansı hakkında bilgi sahibi olmak amacıyla motor devrine bağlı olarak ölçülen güç, moment ve yakıt sarfiyatı değerlerini gösteren grafiklere, deneylerde kullanılan benzin ve LPG yakıtı için karşılaştırmalı olarak bu kısımda yer verilmiştir.

Benzin ve LPG yakıtı kullanılarak, devir değişimine bağlı olarak, motor efektif gücündeki değişimler Şekil 5.1' de görülmektedir. Benzin yakıtında efektif güçte, 2000 d/d' ya, LPG yakıtında ise 2200 d/d' ya kadar sürekli bir artış olmaktadır. En yüksek efektif güç benzin yakıtıyla 2000 d/d' da 4,06 kW olarak elde edilmiştir. Bu devirde LPG yakıtına göre efektif güç yaklaşık % 8 daha fazladır.



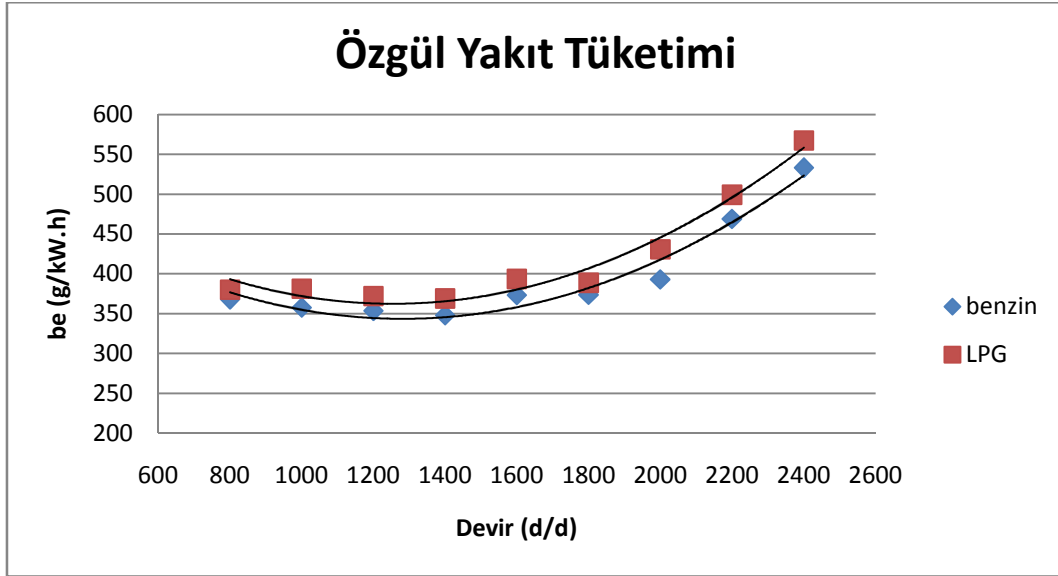
Şekil 5.1. Benzin ve LPG yakıtı ile çalıştırmada efektif gücün motor devri ile değişimi

Motor devir değişimine bağlı olarak, tam yük ve tam gazda, motor döndürme momentindeki değişimler Şekil 5.2' de görülmektedir. Motor döndürme momentinde, her iki yakıt içinde 1200 d/d' ya kadar bir artış, daha sonraki devirlerde ise sürekli bir azalma görülmektedir. En yüksek motor döndürme momenti benzin yakıtıyla 1200 d/d' da 24,03 Nm olarak elde edilmiştir. Bu devirde LPG yakıtına göre motor döndürme momenti yaklaşık % 6 daha fazladır.



Şekil 5.2. Benzin ve LPG yakıtı ile çalıştırmada döndürme momentinin motor devri ile değişimi

Şekil.5.3' te görüldüğü gibi özgül yakıt tüketimi değeri, ölçüm yapılan bütün motor devirlerinde LPG yakıtında benzin yakıtından fazla çıkmaktadır. Hem benzin hem de LPG yakıtı için özgül yakıt sarfiyatının maksimum olduğu devir 2400 d/d' dır. Bu devirde LPG yakıtının özgül yakıt sarfiyatı benzin yakıtından yaklaşık olarak % 6 daha fazladır.



Şekil 5.3. Benzin ve LPG yakıtı ile çalıştırmada özgül yakıt sarfiyatının motor devri ile değişimi

5.2. Enerji Analizi Sonuçları

Termodinamiğin 1. Kanununa göre Bölüm 4' de, enerji analizi için verilen formüllerle, dokuz farklı devir aralığı için benzin ve LPG yakıtlarına ait hesaplanan enerji değerleri, enerji bilançosu olarak sırası ile Tablo 5.1 ve 5.2' de verilmiştir.

Tablo 5.1. Motorda farklı devirlerde benzin yakıtı kullanılarak elde edilen enerji bilançosu

Motor Devri (n) (d/d)	Yakıt Enerjisi (Q_y) (kW)	Efektif Güç Enerjisi (P_e) (kW)	Egzoz Enerjisi (Q_{eg}) (kW)	Soğutma Suyu Enerjisi ($Q_{soğ}$) (kW)	Sürtünme Gücü ($W_{sür}$) (kW)	Radyasyon Enerjisi (Q_{rad}) (kW)
800	8,33	1,84	1,26	3,14	0,43	1,66
1000	10,62	2,41	1,62	3,14	0,58	2,87
1200	13,13	3,02	1,9	3,14	0,73	4,34
1400	14,58	3,4	3,1	4,18	0,91	2,99
1600	17,05	3,71	3,22	4,18	1,1	4,84
1800	18,21	4,04	3,43	5,23	1,31	4,2
2000	19,65	4,06	4,53	4,18	1,53	5,35
2200	23,16	4,01	6,26	5,23	1,76	5,9
2400	23,96	3,65	6,55	5,23	2,01	6,52

Tablo 5.2. Motorda farklı devirlerde LPG yakıtı kullanılarak elde edilen enerji bilançosu

Motor Devri (n) (d/d)	Yakıt Enerjisi (Q_y) (kW)	Efektif Güç Enerjisi (P_e) (kW)	Egzoz Enerjisi (Q_{eg}) (kW)	Soğutma Suyu Enerjisi ($Q_{soğ}$) (kW)	Sürtünme Gücü ($W_{sür}$) (kW)	Radyasyon Enerjisi (Q_{rad}) (kW)
800	7,79	1,61	1,19	2,13	0,43	2,43
1000	10,84	2,23	1,41	2,13	0,58	4,49
1200	13,44	2,84	1,67	3,18	0,73	5,02
1400	14,97	3,18	2,52	2,76	0,91	5,6
1600	17,26	3,45	2,65	3,72	1,1	6,34
1800	18,18	3,67	2,91	3,18	1,31	7,11
2000	20,47	3,73	3,4	3,18	1,52	8,64
2200	23,99	3,77	3,31	3,72	1,76	11,43
2400	24,75	3,43	5,86	3,72	2,01	9,73

Tablo 5.3, Tablo 5.4' de ise yakıttan elde edilen enerji değerinin %100 olarak kabul edilmesi sonucu, hesaplanan enerji değerlerinin yüzde olarak oranları verilmiştir.

Tablo 5.3. Motorda farklı devirlerde benzin yakıtından elde edilen yakıt enerjisinin % 100 kabul edilmesi halinde % olarak enerji dağılımları

Motor Devri (n)	Yakıt Enerjisi (Q_y)	Efektif Güç Enerjisi (P_e)	Egzoz Enerjisi (Q_{eg})	Soğutma Suyu Enerjisi ($Q_{soğ}$)	Sürtünme Gücü ($W_{sür}$)	Radyasyon Enerjisi (Q_{rad})
(d/d)	%	%	%	%	%	%
800	100	22,08	15,09	37,63	5,2	20,00
1000	100	22,72	15,21	29,52	5,44	27,11
1200	100	22,99	14,42	23,87	5,62	33,1
1400	100	23,34	21,24	28,66	6,26	20,5
1600	100	21,76	18,86	24,52	6,47	28,39
1800	100	22,21	18,81	28,68	7,18	23,12
2000	100	20,67	23,08	21,27	7,77	27,21
2200	100	17,32	27,03	22,56	7,61	25,48
2400	100	15,24	27,36	21,8	8,4	27,2

Tablo 5.4. Motorda farklı devirlerde LPG yakıtından elde edilen yakıt enerjisinin % 100 kabul edilmesi halinde % olarak enerji dağılımları

Motor Devri (n)	Yakıt Enerjisi (Q_y)	Efektif Güç Enerjisi (P_e)	Egzoz Enerjisi (Q_{eg})	Soğutma Suyu Enerjisi ($Q_{soğ}$)	Sürtünme Gücü ($W_{sür}$)	Radyasyon Enerjisi (Q_{rad})
(d/d)	%	%	%	%	%	%
800	100	20,65	15,33	27,36	5,55	31,11
1000	100	20,59	13,01	19,65	5,33	41,42
1200	100	21,11	12,44	23,62	5,49	37,34
1400	100	21,28	16,85	17,86	6,1	37,91
1600	100	19,95	15,36	21,54	6,39	36,76
1800	100	20,2	16,00	17,46	7,19	39,15
2000	100	18,23	16,56	15,52	7,46	42,23
2200	100	15,73	13,81	15,5	7,35	47,61
2400	100	13,84	23,66	15,03	8,13	39,34

Tablo 5.5, Tablo 5.6' da ise toplam kayıp enerji ($Q_{eg}+Q_{soğ}+Q_{rad}+Q_{sürt}$) değerinin %100 olarak kabul edilmesi sonucu, hesaplanan enerji değerlerinin yüzde olarak oranları verilmiştir.

Tablo 5.5. Motorda farklı devirlerde benzin yakıtından elde edilen toplam kayıp enerjisinin % 100 kabul edilmesi halinde % olarak enerji dağılımları

Motor Devri (n) (d/d)	Toplam Kayıp Enerji (Q_{kay}) %	Egzoz Enerjisi (Q_{eg}) %	Soğutma Suyu Enerjisi ($Q_{soğ}$) %	Radyasyon Enerjisi (Q_{rad}) %	Sürtünme Gücü ($Q_{sürt}$) %
800	100	19,36	48,3	25,67	6,67
1000	100	19,68	38,19	35,08	7,05
1200	100	18,72	31,00	42,98	7,3
1400	100	27,71	37,4	26,71	8,18
1600	100	24,11	31,34	36,28	8,27
1800	100	24,17	36,87	29,73	9,23
2000	100	29,09	26,81	34,3	9,8
2200	100	32,7	27,29	30,8	9,21
2400	100	32,28	25,73	32,09	9,9

Tablo 5.6. Motorda farklı devirlerde LPG yakıtından elde edilen toplam kayıp enerjisinin % 100 kabul edilmesi halinde % olarak enerji dağılımları

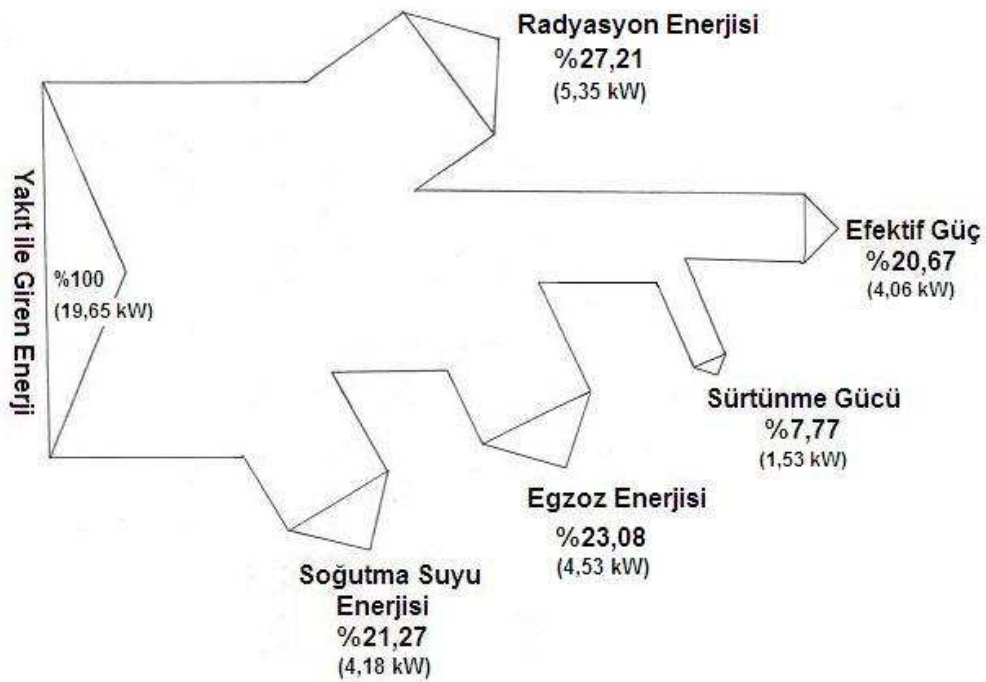
Motor Devri (n) (d/d)	Toplam Kayıp Enerji (Q_{kay}) %	Egzoz Enerjisi (Q_{eg}) %	Soğutma Suyu Enerjisi ($Q_{soğ}$) %	Radyasyon Enerjisi (Q_{rad}) %	Sürtünme Gücü ($Q_{sürt}$) %
800	100	19,32	34,48	39,2	7,00
1000	100	16,39	24,74	52,16	6,71
1200	100	15,77	29,94	47,33	6,96
1400	100	21,4	22,7	48,15	7,75
1600	100	19,19	26,91	45,91	7,99
1800	100	20,05	21,89	49,04	9,02
2000	100	20,25	18,97	51,65	9,13
2200	100	16,4	18,4	56,48	8,72
2400	100	27,47	17,44	45,66	9,43

5.3. 2000 d/d için Sankey (Enerji) Diyagramı

Burada, iki farklı yakıt (benzin ve LPG) için 2000 d/d' da ölçülen deney sonuçlarına göre hesaplanan enerji dağılımı bir Sankey (enerji) diyagramı üzerinde gösterilmiştir.

5.3.1. Benzin yakıtlı motorda 2000 d/d için Sankey (Enerji) Diyagramı

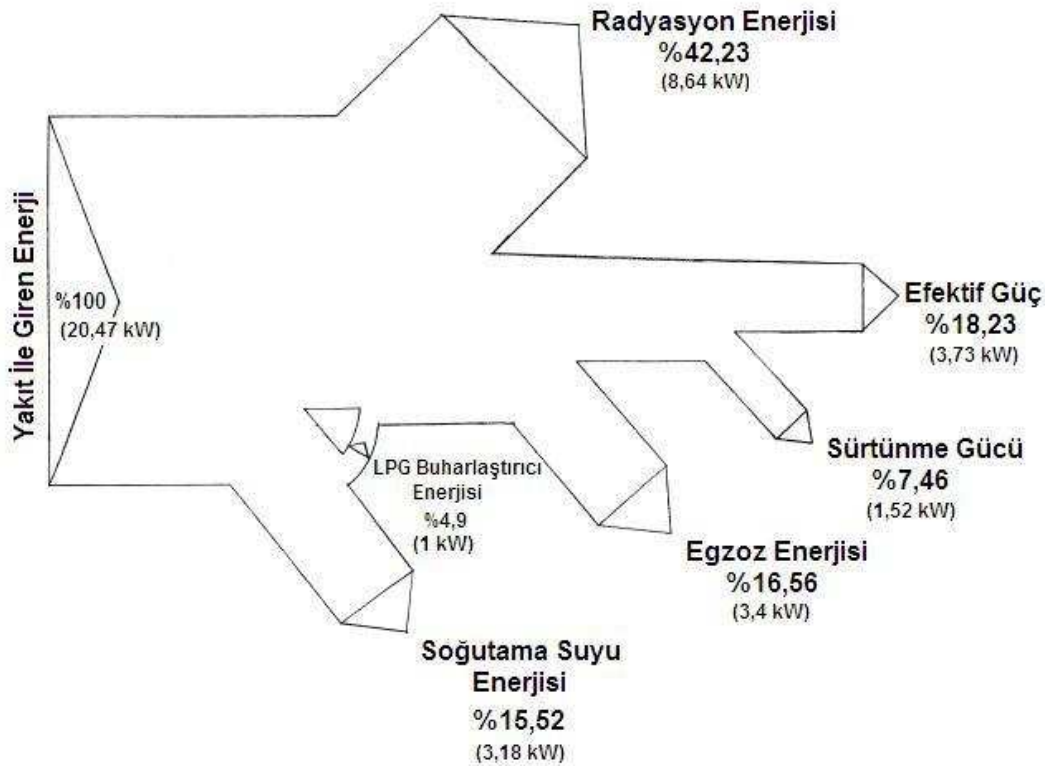
Benzin yakıtı kullanılarak 2000 d/d' da ölçülen deney sonuçları ile hesaplanan enerji dağılımı (Sankey diyagramı) Şekil 5.4' de verilmiştir. Bu diyagramda motora yakıt ile giren enerji esas alınarak diğer enerjilerin miktar ve oranları gösterilmiştir. Bu diyagrama göre yakıt ile giren enerjinin dörtte birinden biraz fazlası radyasyon enerjisi (%27,21), yaklaşık beşte bir olmak üzere efektif güç (%20,67), soğutma suyu enerjisi (%21,27), egzoz enerjisi (%23,08) ve sürtünme gücü (%7,77) olarak paylaşılmıştır.



Şekil 5.4. 2000 d/d' da tam yük ve tam gazda benzin yakıtlı motorda enerji dağılımı (Sankey) diyagramı

5.3.2. LPG yakıtlı motorda 2000 d/d için Sankey (Enerji) Diyagramı

LPG yakıtı kullanılarak 2000 d/d' da ölçülen deney sonuçları ile hesaplanan enerji dağılımı (Sankey diyagramı) Şekil 5.5' de verilmiştir. Bu diyagramda motora yakıt ile giren enerji esas alınarak diğer enerjilerin miktar ve oranları gösterilmiştir. Bu diyagrama göre yakıt ile giren enerjinin üçte birinden biraz fazlası radyasyon enerjisi (%42,23), yaklaşık beşte biri efektif güç (%18,23), yaklaşık altıda bir olmak üzere soğutma suyu enerjisi (%15,52), egzoz enerjisi (%16,56) ile LPG buharlaştırıcısında kullanılan enerji (%4,9) ve sürtünme gücü (%7,46) olarak paylaşılmıştır. LPG yakıtı kullanıldığında gerçekte motor soğutma suyu enerjisinin oranı % 20,42' dir. Ancak soğutma suyunun bir miktarı (%4,9), LPG buharlaştırıcısında sıvı LPG yakıtını buharlaştırdığı için soğutmaya giden enerjinin oranı %15,52' ye düşmektedir. Aynı devirde benzin yakıtı kullanılarak çalıştırılma durumu ile karşılaştırıldığında oran olarak yaklaşık %5,75' lik bir kazanç söz konusudur.



Şekil 5.5. 2000 d/d' da tam yük ve tam gazda LPG yakıtlı motorda enerji dağılımı (Sankey) diyagramı

LPG yakıtı ve benzin yakıtı için Şekil.5.4 ve 5.5 karşılaştırıldığında efektif güç oranları arasında benzin yakıtı lehine yaklaşık %2,5' lik bir fark oluşmaktadır. Bu beklenen bir durumdur.

5.4. Ekserji Analizi Sonuçları

Termodinamiğin 2. Kanununa göre Bölüm 4' de, ekserji analizi için verilen formüllerle, dokuz farklı devir aralığı için benzin ve LPG yakıtlarına ait hesaplanan ekserji değerleri, ekserji bilançosu olarak sırası ile Tablo 5.7 ve 5.8' de verilmiştir.

Tablo 5.7. Motorda farklı devirlerde benzin yakıtından elde edilen ekserji bilançosu

Motor Devri (n) (d/d)	Yakıt Ekserjisi (\dot{E}_y) (kW)	Efektif Güç Ekserjisi (\dot{E}_w) (kW)	Egzoz Ekserjisi (\dot{E}_{eg}) (kW)	Soğutma Suyu Ekserjisi ($\dot{E}_{soğ}$) (kW)	Sürtünme Gücü Ekserjisi ($\dot{W}_{sür}$) (kW)	Radyasyon Ekserjisi (\dot{E}_{rad}) (kW)	Ekserji Kaybı (\dot{E}_{kay}) (kW)
800	8,89	1,84	0,55	0,29	0,06	0,25	5,9
1000	11,34	2,41	0,77	0,28	0,09	0,44	7,35
1200	14,03	3,02	0,95	0,31	0,13	0,74	8,88
1400	15,57	3,4	2,79	0,47	0,16	0,53	8,22
1600	18,2	3,71	2,38	0,5	0,21	0,93	10,47
1800	19,46	4,04	2,34	0,68	0,29	0,92	11,19
2000	21,00	4,06	4,15	0,57	0,34	1,19	10,69
2200	24,73	4,01	7,27	0,7	0,38	1,28	11,09
2400	25,59	3,65	7,44	0,74	0,44	1,44	11,88

Tablo 5.8. Motorda farklı devirlerde LPG yakıtından elde edilen ekserji bilançosu

Motor Devri (n) (d/d)	Yakıt Ekserjisi (\dot{E}_y) (kW)	Efektif Güç Ekserjisi (\dot{E}_w) (kW)	Egzoz Ekserjisi (\dot{E}_{eg}) (kW)	Soğutma Suyu Ekserjisi ($\dot{E}_{soğ}$) (kW)	Sürtünme Gücü Ekserjisi ($\dot{W}_{sür}$) (kW)	Radyasyon Ekserjisi (\dot{E}_{rad}) (kW)	Ekserji Kaybı (\dot{E}_{kay}) (kW)
800	8,28	1,61	0,52	0,17	0,06	0,33	5,59
1000	11,53	2,23	0,67	0,2	0,09	0,68	7,66
1200	14,3	2,84	0,86	0,36	0,11	0,79	9,34
1400	15,92	3,18	2,09	0,34	0,16	0,98	9,17
1600	18,36	3,45	1,83	0,5	0,21	1,22	11,15
1800	19,33	3,67	2,05	0,39	0,24	1,32	11,66
2000	21,77	3,73	2,52	0,42	0,3	1,7	13,1
2200	25,51	3,77	4,39	0,51	0,37	2,4	14,07
2400	26,32	3,43	6,62	0,49	0,41	2,00	13,37

Tablo 5.9, Tablo 5.10' da ise yakıttan elde edilen ekserji değerinin %100 olarak kabul edilmesi sonucu, hesaplanan ekserji değerlerinin yüzde olarak oranları verilmiştir.

Tablo 5.9. Motorda farklı devirlerde benzin yakıtından elde edilen yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak ekserji dağılımları

Motor Devri (n) (d/d)	Yakıt Ekserjisi (\dot{E}_y) (%)	Efektif Güç Ekserjisi (\dot{E}_w) (%)	Egzoz Ekserjisi (\dot{E}_{eg}) (%)	Soğutma Suyu Ekserjisi ($\dot{E}_{soğ}$) (%)	Sürtünme Gücü Ekserjisi ($\dot{W}_{sür}$) (%)	Radyasyon Ekserjisi (\dot{E}_{rad}) (%)	Ekserji Kaybı (\dot{E}_{kay}) (%)
800	100	20,67	6,14	3,27	0,72	2,78	66,42
1000	100	21,26	6,81	2,48	0,78	3,89	64,78
1200	100	21,52	6,8	2,2	0,89	5,27	63,32
1400	100	21,85	17,93	3,00	1,05	3,43	52,74
1600	100	20,37	13,08	2,75	1,17	5,12	57,51
1800	100	20,79	12,04	3,5	1,47	4,73	57,47
2000	100	19,35	19,75	2,7	1,62	5,68	50,9
2200	100	16,22	29,4	2,81	1,54	5,17	44,86
2400	100	14,27	29,06	2,87	1,74	5,62	46,44

Tablo 5.10. Motorda farklı devirlerde LPG yakıtından elde edilen yakıt ekserjisinin %100 kabul edilmesi halinde % olarak ekserji dağılımları

Motor Devri (n) (d/d)	Yakıt Ekserjisi (\dot{E}_y) %	Efektif Güç Ekserjisi (\dot{E}_w) %	Egzoz Ekserjisi (\dot{E}_{eg}) %	Soğutma Suyu Ekserjisi ($\dot{E}_{soğ}$) %	Sürtünme Gücü Ekserjisi ($\dot{W}_{sür}$) %	Radyasyon Ekserjisi (\dot{E}_{rad}) %	Ekserji Kaybı (\dot{E}_{kay}) %
800	100	19,43	6,3	2,1	0,72	4,04	67,41
1000	100	19,36	5,85	1,77	0,76	5,87	66,39
1200	100	19,85	6,05	2,5	0,82	5,55	65,23
1400	100	20,02	13,16	2,11	0,99	6,14	57,58
1600	100	18,77	9,96	2,75	1,16	6,66	60,7
1800	100	19,00	10,6	2,02	1,26	6,85	60,27
2000	100	17,15	11,55	1,91	1,38	7,83	60,18
2200	100	14,8	17,2	2,01	1,45	9,41	55,13
2400	100	13,02	25,15	1,85	1,57	7,62	50,79

Tablo 5.11, Tablo 5.12’ da ise ekserji kaybı değerinin %100 olarak kabul edilmesi sonucu, hesaplanan ekserji değerlerinin yüzde olarak oranları verilmiştir.

Tablo 5.11. Motorda farklı devirlerde benzin yakıtından elde edilen ekserji kaybının %100 kabul edilmesi halinde % olarak ekserji dağılımları

Motor Devri (n) (d/d)	Kayıp Ekserji (\dot{E}_{kay}) %	Egzoz Ekserjisi (\dot{E}_{eg}) %	Soğutma Suyu Ekserjisi ($\dot{E}_{soğ}$) %	Radyasyon Ekserjisi (\dot{E}_{rad}) %	Sürtünme Gücü Ekserjisi ($\dot{E}_{sür}$) %
800	100	9,25	4,93	4,18	1,09
1000	100	10,51	3,84	6,00	1,21
1200	100	10,75	3,48	8,32	1,41
1400	100	34,04	5,71	6,52	2,00
1600	100	22,74	4,8	8,91	2,04
1800	100	20,96	6,1	8,24	2,56
2000	100	38,81	5,31	11,15	3,19
2200	100	65,56	6,27	11,52	3,44
2400	100	62,59	6,19	12,1	3,74

Tablo 5.12. Motorda farklı devirlerde LPG yakıtından elde edilen ekserji kaybının %100 kabul edilmesi halinde % olarak ekserji dağılımları

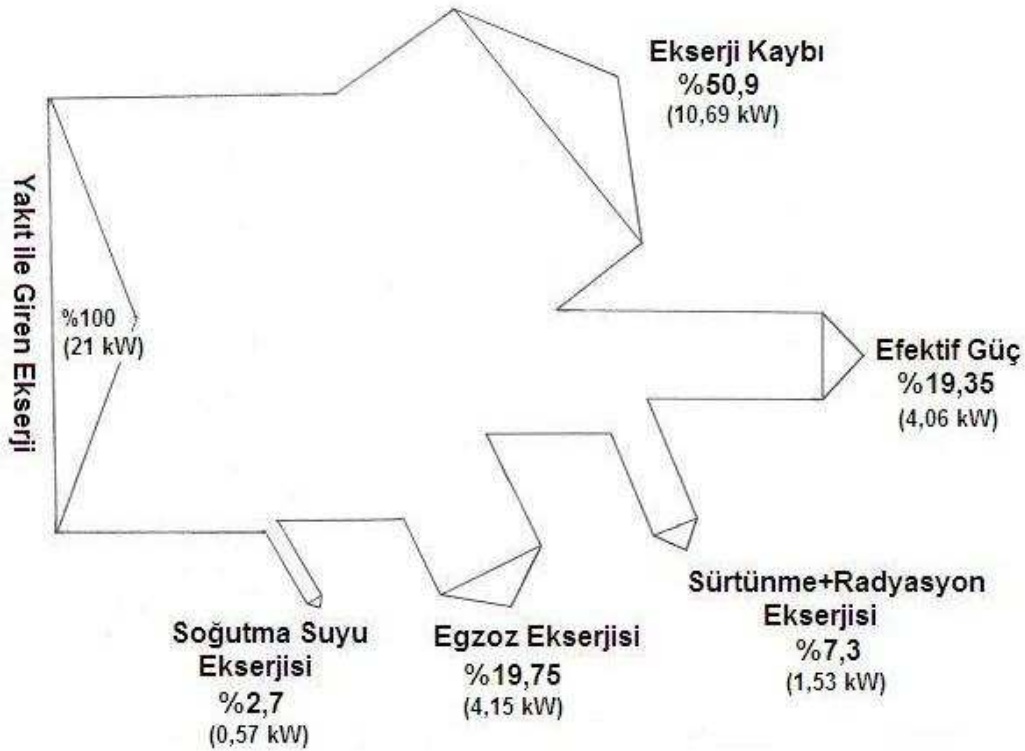
Motor Devri (n) (d/d)	Kayıp Ekserji (\dot{E}_{kay}) %	Egzoz Ekserjisi (\dot{E}_{eg}) %	Soğutma Suyu Ekserjisi ($\dot{E}_{soğ}$) %	Radyasyon Ekserjisi (\dot{E}_{rad}) %	Sürtünme Gücü Ekserjisi ($\dot{E}_{sür}$) %
800	100	9,35	3,11	6,00	1,07
1000	100	8,81	2,66	8,84	1,14
1200	100	9,27	3,82	8,5	1,25
1400	100	22,84	3,65	10,67	1,72
1600	100	16,41	4,53	10,98	1,91
1800	100	17,57	3,35	11,36	2,09
2000	100	19,19	3,17	13,02	2,3
2200	100	31,18	3,66	17,07	2,63
2400	100	49,51	3,63	15,00	3,1

5.5. 2000 d/d için Grassmann (Ekserji) Diyagramı

Burada, iki farklı yakıt (benzin ve LPG) için 2000 d/d' da ölçülen deney sonuçlarına göre hesaplanan ekserji dağılımı bir Grassmann (ekserji) diyagramı üzerinde gösterilmiştir.

5.5.1. Benzin yakıtlı motorda 2000 d/d için Grassmann (Ekserji) Diyagramı

Benzin yakıtı kullanılarak 2000 d/d' da ölçülen deney sonuçları ile hesaplanan ekserji dağılımı (Grassmann diyagramı) Şekil 5.6' da verilmiştir. Bu diyagramda motora yakıt ile giren ekserji esas alınarak diğer ekserjilerin miktar ve oranları gösterilmiştir. Bu diyagrama göre yakıt ile giren ekserjinin yarısı ekserji kaybı olarak (%50,9), yaklaşık beşte bir olmak üzere efektif güç (%19,35), egzoz ekserjisi (%19,75), kalan ise soğutma suyu ekserjisi (%2,7) ve sürtünme gücü ile radyasyon ekserjisi toplamı (%7,3) olarak paylaşılmıştır.

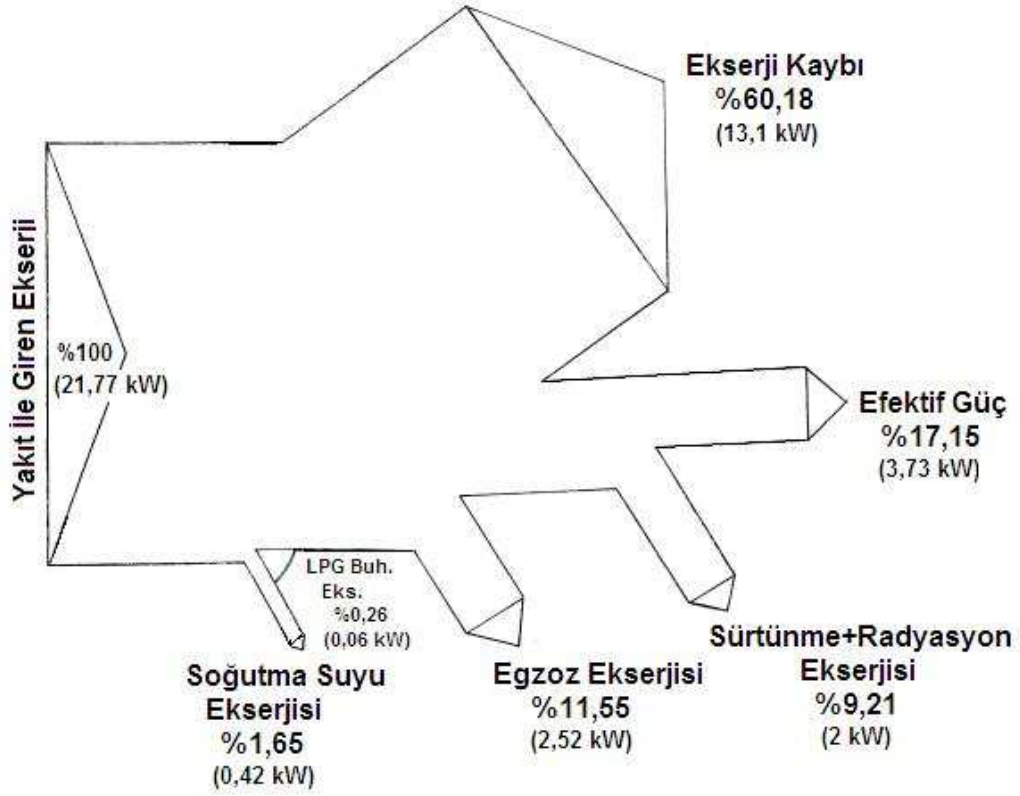


Şekil.5.6. 2000 d/d' da tam yük ve tam gazda benzin yakıtlı motorda ekserji dağılımı (Grassmann) diyagramı

5.5.2. LPG yakıtlı motorda 2000 d/d için Grassmann (Ekserji) Diyagramı

LPG yakıtı kullanılarak 2000 d/d' da ölçülen deney sonuçları ile hesaplanan ekserji dağılımı (Grassmann diyagramı) Şekil 5.7' de verilmiştir. Bu diyagramda motora yakıt ile giren ekserji esas alınarak diğer ekserjilerin miktar ve oranları gösterilmiştir. Bu diyagrama göre yakıt ile giren ekserjinin yarısından biraz fazlası ekserji kaybı olarak (% 60,18), yaklaşık beşte biri efektif güç olarak (% 17,15), kalan ekserjisinin büyük kısmı egzoz ekserjisi (% 11,55) olmak üzere sürtünme gücü ile radyasyon ekserjisi (% 9,21) ve soğutma suyu ekserjisi (% 1,65) olarak paylaşılmıştır. Diyagramda da görüldüğü gibi, LPG buharlaştırıcısı ekserjisi diyagramda çizilemeyecek kadar çok küçük bir değer (% 0,26) olduğundan dolayı ihmal edilmiştir. LPG yakıtı kullanıldığında gerçekte motor soğutma suyu ekserjisinin oranı % 1,91' dir. Ancak soğutma suyunun bir miktarı (% 0,26), LPG buharlaştırıcısında sıvı LPG yakıtını buharlaştırdığı için soğutmaya giden ekserjinin oranı % 1,65' e düşmektedir. Aynı devirde benzin yakıtı kullanılarak çalıştırılma

durumu ile karşılaştırıldığında oran olarak yaklaşık % 1 lik bir kazanç söz konusudur.



Şekil.5.7. 2000 d/d' da tam yük ve tam gazda LPG yakıtlı motorda ekserji dağılımı (Grassmann) diyagramı

LPG yakıtı ve benzin yakıtı için Şekil.5.6 ve 5.7 karşılaştırıldığında efektif güç oranları arasında benzin yakıtı lehine % 2,2' lik bir fark oluşmaktadır. Bu beklenen bir durumdur.

BÖLÜM 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, tek silindirli, su soğutmalı, hem benzin hem de LPG yakıtı ile çalışabilen bir motora tam yük şartlarında deneysel çalışma sonucu ölçülen parametreleri kullanılarak, Termodinamiğin 1.Kanun' una ve 2.Kanun' una göre analizler yapılmıştır. Çalışmanın devamı olarak, yapılan deneylerden alınan veriler kullanılarak deney motoruna ilk olarak enerji analizi uygulanmıştır. Enerji analizi sonucunda deney motorunun belirlenen devirlere göre yakıt enerjisi, efektif güçleri, sürtünme güçleri ve kayıp enerjiler (egzoz enerjisi, soğutma suyu enerjisi ve radyasyon enerjisi) hesaplanmıştır. Enerji analizinin ısıl proseslerin optimizasyonu için yeterli olmaması sebebiyle, deney motoruna enerji analizinin yanında ekserji analizi de uygulanmıştır. Ekserji analizinin uygulanması esnasında seçilen kontrol hacmi sürekli akışlı açık sistem olarak kabul edilmiştir. Ekserji analizinin sonucunda devirlere göre yakıt ekserjileri, efektif güç ekserjileri, soğutma suyu ekserjileri, egzoz ekserjileri ve kayıp ekserjiler (tersinmezlik) hesaplanmıştır.

Aynı devirlerde, motorda benzin yakıtı kullanılarak yapılan deney verilerine göre hesaplanan yakıt enerjisi, efektif güç, soğutma suyu enerjisi ve egzoz enerjisi değerleri LPG yakıtına oranla daha fazla çıkmaktadır. Bu değerler enerji bilançosu olarak, benzin yakıtı için Tablo 5.1 ve LPG yakıtı için Tablo 5.2' de toplu olarak verilmiştir.

Enerji analizi sonuçları doğrultusunda, motorun en ekonomik çalışma devrinin belirlenmesi için efektif güç ve kayıp enerjilerin yakıt enerjisine göre %' leri bulunarak benzin için Tablo 5.3' te, LPG için Tablo 5.4' te sunulmuştur. Bu hesaplamalara göre değerlendirme yapıldığında deney motorunun efektif gücünün en büyük olduğu devir, benzin için %23,34 olarak 1400 (d/d) ve aynı şekilde LPG için de efektif güç %21,28 olarak 1400 (d/d)' dir. Enerji analizine göre değerlendirme

yapıldığında deney motorunun en ekonomik çalışma devri hem benzin hem de LPG yakıtı için 1400 (d/d) olmaktadır.

Enerji analizi sonucu, örnek olarak 2000 (d/d) için motorun hem benzin yakıtı ile hem de LPG yakıtı ile çalışmasında hesaplanan, motora giren ve motordan çıkan enerji değerleri kullanılarak Şekil.5.4 ve 5.5' te görüldüğü gibi bir sankey (enerji) diyagramı çizilmiş ve enerji değerleri ile yüzdeleri diyagram üzerinde gösterilmiştir.

Enerji analizine göre değerlendirme yapıldığında, tersinmezlikler ihmal edildiğinden dolayı veriler sağlıklı olmayacaktır. Ayrıca kayıp enerjilerin hangilerinin önemli olduğuna karar vermekte güçtür. Kayıp enerji olarak, egzoz enerjisinin yanında diğer enerjilerinde ihmal edilmemesi gerektiği Bölüm 5' te verilen tablo ve diyagramlardan açıkça görülmektedir.

Kayıp ısıların birbirlerine göre üstünlüklerinin olup olmadıklarını anlamak amacıyla toplam kayıp enerji içerisindeki % olarak dağılımları hesaplanmış, benzin yakıtı için Tablo 5.5 ve LPG yakıtı için de Tablo 5.6' da sunulmuştur. Kayıp enerjiyi oluşturan egzoz enerjisi benzin yakıtında ortalama olarak % 25 ve LPG yakıtında ortalama olarak % 19, soğutma suyu enerjisi benzin yakıtı için ortalama % 33 ve LPG yakıtı için ortalama % 24, radyasyon ısı benzin yakıtı için ortalama % 32 ve LPG yakıtı için ortalama % 48, sürtünme gücü ise hem benzin hem de LPG yakıtında ortalama olarak % 8 olarak hesaplanmıştır. Bulunan bu sonuçlara göre motorda enerji optimizasyonu için bütün enerjilerin ihmal edilemeyecek değerde olduğu görülmektedir.

LPG yakıtı ile çalıştırmada, soğutma suyu enerjisinin benzin yakıtı kullanılarak hesaplanan soğutma suyu enerjisine oranla daha az olmasının sebebi, motor soğutma suyu enerjisinden bir miktarının LPG buharlaştırıcısında, LPG yakıtını buharlaştırmak için kullanılmasından kaynaklanmaktadır.

Enerji verileri ve deney sonuçlarından faydalanılarak, enerji optimizasyonunu sağlamak amacıyla ayrıca ekserji analizi uygulanmıştır. Analiz sonucu yakıt ekserjisi, efektif güç ekserjisi, egzoz ekserjisi, soğutma suyu ekserjisi, sürtünme gücü

ekserjisi, radyasyon ekserjisi hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler yardımıyla ekserji kaybı (tersinmezlik) belirlenmiştir. Motorun benzin ve LPG yakıtı ile çalıştırılması sonucu elde edilen ekserji değerleri, ekserji bilançosu adı altında benzin yakıtı için Tablo 5.7 ve LPG yakıtı için Tablo 5.8' de toplu olarak verilmiştir.

Ekserji analizi sonucu, örnek olarak 2000 (d/d) için motorun hem benzin yakıtı ile hem de LPG yakıtı ile çalışmasında hesaplanan, motora giren ve motordan çıkan ekserji değerleri kullanılarak Şekil 5.6 ve 5.7' de görüldüğü gibi bir grassmann (ekserji) diyagramı çizilmiş ve ekserji değerleri ile yüzdeleri diyagram üzerinde gösterilmiştir.

Benzin LPG yakıtı için karşılaştırma yapıldığında LPG yakıtının ekserji kaybının, benzin yakıtına göre daha fazla olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca Tablo 5.7 ve 5.8 incelendiğinde, motordan atık olarak kaybolan enerjilere karşılık gelen ekserji değerlerinde egzoz ekserjisinin soğutma suyu, radyasyon ve sürtünme gücü ekserjilerine oranla daha fazla olduğu görülmektedir. Bu sonuç, kayıp enerjilerden egzoz gazı ile çıkan faydalı enerji seviyesinin daha fazla olduğunu göstermektedir.

Enerji analizinde olduğu gibi, belirlenen ekserji değerlerinin yakıt ekserjisine göre % değerleri benzin yakıtı için Tablo 5.9 ve LPG yakıtı için ise Tablo 5.10' da toplu olarak verilmiştir. Bu tablolar incelendiğinde % olarak benzin yakıtı için, minimum ekserji kaybının % 44,86 ile 2200 (d/d)' da ve LPG yakıtı için ise % 50,79 ile 2400 (d/d)' da sağlandığı görülmektedir. Bu nedenle motorun ekonomik olarak çalıştığı devir benzin için 2200 (d/d) ve LPG için ise 2400 (d/d) olarak tespit edilmiştir. Kayıp ekserjilerin, ekserji kaybı içindeki % olarak dağılımları da benzin yakıtı için Tablo 5.11' de, LPG yakıtı için ise Tablo 5.12' de verilmiştir. Sonuç olarak, deney ünitesinin optimizasyonu için egzoz gazlarından faydalanma yoluna gidilmesi gerektiği belirlenmiştir.

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.

Diğer alternatif yakıt çeşitlerinde ve değişik deney motorları üzerinde, başka hesap yöntemleriyle benzer ekserji analizi uygulamalarının devam ettirilmesi önerilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] MARSHALL, W. R., Atomization and spray drying, (New York: American Institute of Chemical Engineers), 1954.
- [2] CHIGIER, N. A., The atomization and burning of fuel sprays, Prog. Energy Combustion Sci., 2(2), pp. 97-114, 1976.
- [3] LAW, C. K., Theory of thermal ignition in fuel droplet burning, Combustion and Flame, 31(40), pp. 285-296, 1978.
- [4] SIRIGNANO, W. A., Fuel droplet vaporization and spray combustion theory, Progress in Energy and Combustion Science, 9(4), pp. 291-322, 1983.
- [5] FAETH, G. M., Mixing transport and combustion in sprays, Prog. Energy Combustion Sci., 13(4), pp. 293-345, 1987.
- [6] SOM, S. K., MİTRA, A. K. and SENGUPTA, S. P., Second law analysis of spray evaporation, J. Energy Resources Technol. Trans. ASME, (112-130), pp. 130, 1990.
- [7] PURİ I. K., Second law analysis of convective droplet burning, International Journal of Heat and Mass Transfer, 35(10), pp. 2571-2578, 1992.
- [8] MORAN, M. J. and SHAPIRO, H. N., Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 2nd Edition, Wiley, New York, 2000.
- [9] MORAN, M.J., Availability Analysis – A Guide to Efficient Energy Use, ASME Pres, New York, 1989.
- [10] ŞAHİN, Y., İçten Yanmalı Motorlarda Supapların Devire Bağlı Değişik Açılarda Açılıp Kapanmasının Performansa Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, ZKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Zonguldak, s.15-52, 1997.
- [11] RAKOPOULOS, C. D. and KYRİTSİS, D. C., Comparative second-law analysis of internal combustion engine operation for methane, methanol, and dodecanefuels, Energy, Vol. 26, pp. 705-722, 2001.

- [12] RAKOPOLUOS, C. D. and GİAKOUMİS, E. G., Second-law analyses applied to internal combustion engines operation, *Progress in Energy and Combustion Science*, 32(1), pp. 2-47, 2005.
- [13] RAKOPOLUOS, C.D., Evaluation of A Spark Ignition Engine Cycle Using First And Second Law Analysis Techniques, *Energy Convers Management*, 1993.
- [14] RAKOPOLUOS, C. D. and GİAKOUMİS, E. G., Simulation and exergy analysis of transient diesel-engine operation, *Energy*, 22(9), pp. 875-885, 1997.
- [15] RAKOPOLUOS, C. D. and GİAKOUMİS, E. G. Parametric Study of Transient Turbocharged Diesel Engine Operation From The Second-Law Perspective, SAE, 2004.
- [16] ALKİDAS, A. C., A Second Law Approach to Exhaust System Optimization, SAE papers no. 840033, SAE. Inc., 1989.
- [17] ALKİDAS, A. C., A Second Law Approach to Exhaust System Optimization, SAE papers no. 840033, SAE. Inc., 1989.
- [18] KOPAÇ, M., KÖKTÜRK, L., Determination of Optimum Speed of An Internal Combustion Engine by Exergy Analysis, *Int J Exergy*, 2005.
- [19] PRİMUS, R. J., The use of Availability and Energy Balances to a Diesel Engines, SAE papers no. 890822, SAE Inc., 1984.
- [20] AL-NAJEM, N. M. and DİAB, J. M., Energy-exergy analysis of a diesel engine, *Heat Recovery Systems & CHP*, 12(6), pp. 525-529, 1992.
- [21] SALMAN, S., ÇINAR, C., TOPGÜL, T. ve HAŞİMOĞLU, C., Bir dizel motorunda egzoz gazları, soğutma suyu ve sürtünmeler yoluyla kaybedilen ısı enerjisinin belirlenmesi, *Politeknik Dergisi*, 5(3), pp. 233-236, 2002.
- [22] PARLAK, A., YAŞAR, H., ELDOĞAN, 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.
- [23] ÇANAKÇI, M. and HOŞÖZ, M., Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Various Biodiesels, *Energy Sources, Part B, Vol 1*, pp. 379-94, 2006.
- [24] ÇENGEL, Y. A. and BOLES, M. A., *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, 2nd. Edt., McGraw-Hill, Inc. ve Literatür Yayıncılık, pp. 215-250, 1996.
- [25] Araçlarda LPG dönüşümü Mühendis El Kitabı, II. Baskı, Makine Mühendisleri Odası, Yayın no:227/2, Ankara, 2000.

- [26] SAFGÖNÜL, B., ERGENMAN, M., ARSLAN, H. E., SORUŞBAY, C., İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1995.
- [27] CHEVRON Inc., Motor Gasolines Technical Review (FTR-1), Chevron Products Company, Chevron USA Inc., USA, 1996.
- [28] BORAT, O., BALCI, M., SÜRMEŒ, A., “İçten Yanmalı Motorlar”, Cilt 1, T.E.V. Yayıml, Ankara, 1992.
- [29] GANESAN, V., Internal Combustion Engines, McGRAW-HİLL Inc., New York, USA, 1996.
- [30] DİNLER, N., Benzinli Motorlarda Yakıt Olarak LPG Kullanılması, G. Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü. Yüksek Lisans Tezi, Ankara, 2001.
- [31] CİNİVİZ, M., Dizel Motorlarında Dizel Yakıtı + LPG kullanımının Performans ve Emisyona Etkisi. S.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Konya, 2001.
- [32] ÖZGENER, L., HEPBAŞLI, A., HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliliği ve Uygulamaları, VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 2003.
- [33] KOTAŞ, T. J., The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Chemical Engineering and Processing, 21(3), pp. 163 and pp. 249 and pp. 269, 1985.
- [34] YILBAŞI, Z., Bir Dizel Motorun Performansının Ekserji Analizi ile Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, ZKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak, 2007.
- [35] SZARGUT, J., MORRİS, D. R. and STEWARD, F. R. Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes, Springer, Berlin, 1998.
- [36] PARLAK, A., “Aşırı Doldurmalı Seramik Kaplı Bir Dizel Motorunda Optimum Püskürtme Avansı ve Sıkıştırma Oranının Deneysel Olarak İncelenmesi”, SAÜ, FBE, Doktora Tezi, 2000.
- [37] ERBAŞ, Y., Su Soğutmalı Bir Benzin Motorunda Sıkıştırma Oranı Değişiminin Birinci ve İkinci Analize Göre Analizi, Yüksek Lisans Tezi, SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 2007.

ÖZGEÇMİŞ

Aytaç KART, 1982 yılında Tekirdağ' ın Hayrabolu ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini Hayrabolu ilçesinde tamamladı. 2000 yılında lise öğrenimini tamamladıktan sonra 2002 yılında KOU Kocaeli Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği bölümünde üniversite öğrenimine başladı. 2006 yılında mezun olmasının ardından aynı yıl SAU Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda yüksek lisans programına başladı. Halen Yüksek Lisans öğrenimini sürdürmektedir.