

**DİZEL MOTORLARINDA TURBOŞARJIN MOTOR PERFORMANSINA
ETKİSİNİN EKSERJİ ANALİZİ KULLANILARAK BELİRLENMESİ**

Erdem ÖZYURT

**Bülent Ecevit Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

ZONGULDAK

Eylül 2013


KABUL:

Erdem ÖZYURT tarafından hazırlanan “DİZEL MOTORLARINDA TURBOŞARJIN MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN EKSERJİ ANALİZİ KULLANILARAK BELİRLENMESİ” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek, Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir. 02/09/2013

Başkan : Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ (BEÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Adnan TOPUZ (BEÜ)



Üye : Doç. Dr. Perihan SEKMEN (KBÜ)



ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım. .../.../2013



Prof. Dr. Şadi ŞEN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü V.

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Erdem ÖZYURT



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DİZEL MOTORLARINDA TURBOŞARJIN MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN EKSERJİ ANALİZİ KULLANILARAK BELİRLENMESİ

Erdem ÖZYURT

Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ

Eylül 2013, 77 sayfa

Bu çalışmada, 16 silindirli, çift turbokompresörlü ağır yük dizel motoruna iki farklı turbokompresör uygulanarak test edilmiş ve elde edilen veriler kullanılarak ekserji analizi uygulanmıştır.

Motor içindeki ekserji verimlerini, kayıpları, efektif güçleri, tersinmezlikleri, yanma sürecindeki ekserji yıkımını belirlemek ve turbokompresörler arasında kıyaslama yapılması amaçlanmıştır.

Çalışmalar sonucunda 2 no'lu turbokompresörün ekserji verim değeri 1 no'lu turbokompresöre oranla %5 daha fazla olduğu görülmüştür ve elde edilen sonuçlar grafikler şeklinde sunulmuştur.

ÖZET (devam ediyor)

Bu çalışma ile daha önceki çalışmalar arasındaki fark, motorda 2 farklı turbokompresör kullanılmış olmasıdır.

Anahtar Kelimeler: Ekserji analizi, Aşırı doldurma, Turbokompresör, Dizel motor

Bilim Kodu: 625.04.01

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

DETERMINATION OF TURBO CHARGE EFFECT ON ENGINE PERFORMANCE IN DIESEL ENGINES WITH USING EXERGY ANALYSIS

Erdem ÖZYURT

**Bülent Ecevit University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

**Thesis Advisor: Prof. Mehmet KOPAÇ
September 2013, 77 pages**

In this study, a heavy load diesel engine with 16 cylinders and two turbocompressors is tested by applying two different turbocompressors and exergy analysis is made with the data obtained from tests.

Determination of exergy efficiencies, losses, effective powers, irreversibilities of the engine, exergy destruction during the burning process and comparison between turbocompressors are intended.

It is observed from the current study that, exergy efficiency value of second turbo-compressor is greater than the first turbo-compressor's exergy efficiency by %5 and results obtained from the experiment are shown in figures.

ABSTRACT (continued)

The difference between this study and previous studies is that two different turbo-compressors are used in the engine as part of this study.

Keywords: Exergy analysis, Forced induction, Turbocompressor, Diesel engine

Science Code: 625.04.01

TEŞEKKÜR

Tezimin hazırlanmasında bana yardımcı olan, bilgi ve tecrübeleriyle bana yol gösteren ve yüksek lisans öğrenimimin her aşamasında bana destek veren hocam Sayın Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ'a, çalışmalarım sırasında tesislerin incelenmesinde ve verilerin elde edilmesinde bana yardımcı olan Türkiye Lokomotif ve Motor Fabrikası A.Ő. (TÜLOMSAŞ) Makine Mühendisi Sayın Özden BALKAN ve Sayın Yavuz GÜRBÜZ'e, her türlü konuda benden yardımlarını esirgemeyen ve büyük bir sabır gösteren çalışma arkadaşım AraÇ. Gör. Haluk YILMAZ'a ve bana her zaman moral ve destek veren tüm arkadaşlarıma, son olarak hayatım boyunca maddi manevi desteklerini her an hissettiğim sevgili aileme ve niŐanlıma, sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	ii
ÖZET	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xv
BÖLÜM 1 GİRİŞ	1
BÖLÜM 2 İÇTEN YANMALI MOTORLARDA AŞIRI DOLDURMA.....	7
2.1 Mekanik Aşırı Doldurma.....	7
2.2 Basınç Dalga Makinesi İle Aşırı Doldurma	8
2.3 Egzoz Turbokompresörü İle Aşırı Doldurma.....	9
2.4 Turbokompresörlerin Bileşenleri.....	10
2.4.1 Türbin.....	10
2.4.2 Kompresör	11
2.4.3 Yataklama	12
2.5 Turbokompresör Kullanımının Avantaj ve Dezavantajları	12
BÖLÜM 3 TERMODİNAMİK ANALİZLER	15
3.1 Enerji Analizi.....	16
3.1.1 Enerji Terimleri.....	17
3.1.2 Enerji Dengesi.....	19

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
3.2 Ekserji Analizi	20
3.2.1 Ekserji İle İlgili Temel Kavramlar	21
3.2.2 Ekserji Kavramının Önemli Boyutları	22
3.2.3 Ekserjinin Bileşenleri	23
3.2.4 Enerji İle Ekserjinin Karşılaştırılması	26
3.2.5 Ekserjinin Sanayideki Kullanım Alanları	28
3.2.6 Ekserji Verimi	28
BÖLÜM 4 MATERYAL VE METOT	31
BÖLÜM 5 MOTOR ÜZERİNDE EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI	35
5.1 Ekserji Hesaplamaları	35
5.1.1 Yakıt Ekserjisi (Kimyasal Ekserji)	35
5.1.2 Efektif Güç Ekserjisi	39
5.1.3 Egzoz Ekserjisi	40
5.1.4 Turbokompresör Üzerine Ekserji Analizinin Uygulanması	54
5.1.5 Hava Soğutucu Üzerine Ekserji Analizinin Uygulanması	57
5.1.6 Ekserji Yıkımı	59
5.1.7 Ekserji Verimi	61
BÖLÜM 6 BULGULAR VE DEĞERLENDİRME	63
6.1 Yakıt Sarfiyatı	63
6.2 Efektif Güç	63
6.3 Yakıt Ekserjisi	64
6.4 Egzoz Sıcaklıkları	65
6.5 Ekserji Verimi	66
6.6 Yüzdellik Ekserji Dağılımı	67
6.7 Turbo No:1 Kullanılan Motor İçin Grassman (Ekserji) Diyagramı	69
6.8 Turbo No:2 Kullanılan Motor İçin Grassman (Ekserji) Diyagramı	69

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 7 SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	71
KAYNAKLAR.....	73
ÖZGEÇMİŞ	77

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
2.1	Mekanik aşırı doldurma ünitesi.....	8
2.2	Basınç dalga makinesi.....	9
2.3	Turbokompresörlerin çalışma şeması.....	9
2.4	Bir turbokompresörün kesit görüntüsü.....	10
2.5	Türbin çarkı.....	11
2.6	Kompresör çarkı.....	12
3.1	Sistem, çevre ve sınır.....	15
3.2	Kapalı sistem şematik gösterimi.....	16
3.3	Açık sistem şematik gösterimi.....	16
3.4	Ekserji Çeşitleri.....	23
4.1	Semt-Pielstick 16 PA4 185 tipi motorun görüntüsü.....	31
4.2	Motor test ünitesi şeması.....	34
5.1	Turbokompresördeki kütle akış şeması.....	54
5.2	Hava soğutucusundaki kütle akış şeması.....	57
6.1	Farklı yük değerleri için yakıt sarfiyatı.....	63
6.2	Farklı yakıt sarfiyatı değerleri için efektif güç.....	64
6.3	Farklı yük değerleri için yakıt ekserjileri.....	65
6.4	Farklı yük değerleri için egzoz çıkış sıcaklıkları.....	66
6.5	Farklı yük değerleri için ekserji verimi.....	67
6.6	Turbo no:1 kullanan motor için farklı yük değerlerinde yüzdellik ekserji dağılımı.....	68
6.7	Turbo no:2 kullanan motor için farklı yük değerlerinde yüzdellik ekserji dağılımı.....	68
6.8	Tam yükte turbo no:1 kullanan motor için Grassmann (ekserji) diyagramı.....	69
6.9	Tam yükte turbo no:1 kullanan motor için Grassmann (Ekserji) diyagramı.....	70

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>		<u>Sayfa</u>
3.1	Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması.....	27
4.1	Semt-Pielstick 16 PA4 185 tipi motorun teknik özellikleri	32
4.2	Farklı yük değerleri için yapılan testlerden elde edilen veriler	33
5.1	Yakıtları ve yanma ürünlerini oluşturan bileşenlerin serbest özgül Gibbs enerjileri	36
5.2	Çevre tanımı	36
5.3	Yakıtın ekserji içeriği	38
5.4	Turbo 1 için farklı yük şartlarında yakıt ekserjisi	38
5.5	Turbo 2 için farklı yük şartlarında yakıt ekserjisi	38
5.6	Turbo 1 için farklı yük şartlarında efektif güç ekserjisi	39
5.7	Turbo 2 için farklı yük şartlarında efektif güç ekserjisi	39
5.8	Turbo no:1 için farklı yük şartlarında ürün kütle oranları.....	42
5.9	Turbo no:2 için farklı yük şartlarında ürün kütle oranları.....	43
5.10	Turbo no:1 için farklı yük şartlarında birim zamandaki mol değerleri	44
5.11	Turbo no:2 için farklı yük şartlarında birim zamandaki mol değerleri	44
5.12	Turbo no:1 için farklı yük şartlarında (CO ₂) ekserjisi.....	46
5.13	Turbo no:2 için farklı yük şartlarında (CO ₂) ekserjisi.....	46
5.14	Turbo no:1 için farklı yük şartlarında (H ₂ O) ekserjisi	48
5.15	Turbo no:2 için farklı yük şartlarında (H ₂ O) ekserjisi	48
5.16	Turbo no:1 için farklı yük şartlarında (N ₂) ekserjisi	50
5.17	Turbo no:2 için farklı yük şartlarında (N ₂) ekserjisi	50
5.18	Turbo no:1 için farklı yük şartlarında (O ₂) ekserjisi	52
5.19	Turbo no:2 için farklı yük şartlarında (O ₂) ekserjisi	52
5.20	Turbo no:1 için farklı yük şartlarında egzoz ekserjileri	53
5.21	Turbo no:2 için farklı yük şartlarında egzoz ekserjileri	53
5.22	Turbo no:1 için farklı yük şartlarında kompresör ve türbin ekserjileri	56
5.23	Turbo no:2 için farklı yük şartlarında kompresör ve türbin ekserjileri	57

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
5.24 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında hava soğutucusundan çekilen ekserji ve motora giren havanın ekserjileri.....	58
5.25 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında hava soğutucusundan çekilen ekserji ve motora giren havanın ekserjileri.....	58
5.26 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında ekserji yıkımı	60
5.27 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında ekserji yıkımı	60
5.28 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında ekserji bilançosu	61
5.29 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında ekserji bilançosu	61

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

c	: Özgül ısı (kJ/kg)
e	: Birim kütle enerjisi (kJ/kg)
\dot{E}	: Ekserji akımı (kW)
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s ²)
h	: Özgül entalpi (kJ/kg)
H	: Isıl Değer (kJ/kg)
\dot{m}	: Kütlesel debi (kg/s)
n	: Devir sayısı (1/dak)
p	: Basınç (kPa)
\dot{Q}	: Isı transferi akımı (kW)
R	: Genel gaz sabiti (kJ/kmolK)
s	: Özgül entropi (kJ/kgK)
T	: Sıcaklık (°C veya K)
u	: Özgül iç enerji (kJ/kg)
v	: Hacim (m ³)
V	: Hız (m/s)
y	: Mol Kesri (%)
z	: Yükseklik (m)
η	: Verim (%)
λ	: Hava fazlalık katsayısı

KISALTMALAR

CNG	: Sıkıştırılmış Doğal Gaz
dak	: Dakika
HP	: Beygir gücü
LPG	: Likit Petrol Gazı
L	: Litre

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

TCDD : Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları

İNDİSLER

a	:	alt
ç	:	Çıkan
g	:	Giren
i	:	Herhangi bir gaz türü
kn	:	Kinetik
fiz	:	Fiziksel
kim	:	Kimyasal
o	:	Ortam (ölü hal)
pt	:	Potansiyel
su	:	Soğutma suyu
tm	:	Termomekaniksel
top	:	Toplam
ü	:	üst
ür	:	Üretim
y	:	Yakıt
W	:	Güç

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Enerji, yüzyıllardır sanayi ve teknolojinin gelişmesinde en önemli unsurlardan birisi olmuştur. Günümüz sanayi ve teknolojisi enerji kaynağı olarak çok yüksek oranda petrole dayalıdır. Ulaşım ve taşımacılık sektöründe otomobiller, kamyonlar, lokomotifler ve gemilerde büyük dizel motorlar kullanılmaktadır. Ulaşım sektörüne baktığımızda demiryolu ve deniz ulaşımı, enerji kullanımı, hava kirliliği, gürültü kirliliği, arazi işgali, altyapı ve bakım maliyetleri gibi değişkenler göz önünde bulundurulduğunda karayolu ve havayoluna göre daha avantajlı oldukları görülmektedir.

Demiryolu yolcu ve yük taşımacılığı istatistikleri incelendiğinde, şu anda demiryolu taşımacılığında büyük oranda dizel-elektrik lokomotifler kullanılmaktadır. Türkiye’de TCDD bünyesinde 2012 yılı verilerine bakıldığında 496 adet mevcut ana hat lokomotifi ve 46 adet mevcut manevra lokomotifi bulunmaktadır. 2012 yılında dizel motor kullanan lokomotiflerin toplam yakıt tüketimi 169.921.000 lt’dir (TCDD 2012). Bu değerler düşünüldüğünde, motorların verimliliğinin artırılmasının toplam maliyete sağlayacağı katkı göz ardı edilemez.

İçten yanmalı motorların verim değerleri, direkt olarak yakıtın motor içerisindeki yanma verimiyle orantılıdır. Yanma veriminin artırılması için uygulanan en yaygın yöntem, yakıtın yakılması için motora alınan havanın miktarı ve basıncını arttırmaktır. Bu işlem için de mekanik veya türbo kompresörler kullanılır.

İçten yanmalı motorların verim değerlerinin belirlenmesinde ekserji analizinden faydalanılır. Ekserji analizi, termodinamiğin ikinci kanununa dayandığından proses içerisindeki kayıpların daha ayrıntılı olarak belirlenmesini sağlar.

İçten yanmalı motorlara enerji ve ekserji analizi uygulanması ile ilgili 1950’li yıllardan beri yapılan birçok çalışma bulunmaktadır. Sadece enerji analizi kullanılarak yapılan çalışmalarda,

içten yanmalı motorların analizi için yalnızca 1. Kanunun yeterli olmadığı anlaşılmıştır. Bu yüzden özellikle son yıllarda 2. Kanun üzerinde yoğunlaşmış ve bu alanda birçok önemli çalışma yapılmıştır. Bu konuda;

Traupel (1957), yaptığı çalışmada biri doğal emişli, diğeri turboşarjlı 2 dizel motor üzerinde çalışmalar yaparak, yanma esnasındaki ekserji yok oluşunun, turboşarjlı motorda doğal emişli motora nazaran daha az olduğunu belirtmiştir.

Roy J. Primus (1984), tek silindirli, 4 zamanlı, turboşarjlı bir motor modelleyerek, subaplardaki ve egzoz malifoldundaki ekserji yok oluşunu ve nedenlerini araştırmıştır. Yaptığı çalışmalar sonucunda optimum egzoz manifold çapını belirlemiş, hava yakıt oranının ve devir sayısındaki artışın optimum manifold çapını arttırdığını ortaya koymuştur.

Flynn et al. (1984), 2100 1/dak hızda 300 kW güç üretebilen 6 silindirli, turboşarjlı bir dizel motoruna 2. kanun analizi uygulamaya yönelik bir çalışma yapmıştır. Çalışma sonucunda yanmanın, tersinmezliğe katkıda bulunan en etkili sebep olduğunu ve yanma süresi kısaldıkça yanma işlemi sırasında harcanan enerji miktarının azaldığını ortaya koymuştur.

Alkidas (1988), 2 litre hacimli, tek silindirli bir dizel motoru üzerinde, çeşitli yük ve hız şartlarında deneyler yapmış ve 2. kanun analizi uygulamıştır. Yaptığı bu deneyer sonucunda en büyük ekserji kaybının çevreye olan ısı kayıplarından kaynaklandığı sonucuna varmış ve bu kayıpların yakıt ekserjisinin %25-%43 'lük kısmını oluşturduğunu saptamıştır. Ayrıca emme havasının ısıtılmasının, yanma nedeni tersinmezlikleri azaltacağını belirtmiştir.

Van Gerpen and Shapiro (1990), dizel motorlarındaki yanma prosesini, 2. kanun çerçevesinde incelemişlerdir. Geliştirdikleri termodinamik modelde ekserji kavramını termomekaniksel ekserji ve kimyasal ekserji olmak üzere iki kısma ayırmışlardır. Yaptıkları çalışmalar sonucu kimyasal ekserji, toplam ekserjinin %15-%90'a varan kısmını oluşturduğunu ve karışım oranına bağlı olarak bu oranın değiştiğini belirtmişlerdir.

Bozza et al. (1991), 4 silindirli turboşarjlı ve doğal emişli iki dizel motoruna ikinci kanun analizini uygulamışlardır. Yaptıkları deneysel çalışmalarda, 2. yasa verimleri, turboşarjlı motorda %69,37, doğal emişli motorda ise %71,09 olarak bulunmuştur. Ayrıca bu

çalışmalarda subap açılma zamanlarının, hava fazlalık katsayısının ve türbin hızlarının tersinmezlikler ve verim üzerindeki etkilerini de incelemişlerdir.

Velasquez and Milanez (1992), üç farklı dizel motoru üzerinde 2. kanun analizini uygulamışlardır. Standart, aşırı doldurmalı ve fakir karışımla çalışan üç motor için yapılan deneyler sonucunda standart dizel ile karşılaştırıldığında aşırı doldurmalı olan motorda emme işlemi sırasındaki tersinmezliklerin daha fazla olduğu, fakir karışımla çalışan motorda ise tersinmezliklerde bir fark olmadığı görülmüştür.

Rakopoulos and Giakoumis (1997), 6 silindirli, turboşarjlı, ön yanma odalı bir dizel motoruna 2. Kanun analizi uygulamaya yönelik bir çalışma yapmışlardır. Yapılan analizde motorun tüm bileşenleri (silindir, kompresör, türbin, manifoldlar) ayrı ayrı incelenmiş ve ekserji analizleri yapılmıştır. Çalışmalar sonucunda yakıt ekserjisinin %21,9'unun yanmadan kaynaklanan tersinmezlikler sonucu, %17,6'sının ise ısı transferi sonucu harcandığını belirtmişlerdir.

Zhang (2002), 4,7 litre hacimli, 8 silindirli, doğalgazlı (CNG), Daimler Chrysler marka bir motor üzerinde 2. Kanun analizi uygulamaya yönelik deneysel ve teorik bir çalışma yapmıştır. Elde edilen deneysel veriler, teorik verilerle karşılaştırılmıştır. Ayrıca metanol, doğalgaz gibi yakıtların motorlarda alternatif yakıt olarak kullanılması ekserjik olarak değerlendirilmiştir.

Kopaç ve Köktürk (1999), 8601 tipli, benzinli bir motora 2. Kanun analizini uygulamışlardır. Bu çalışmada bir motorun optimum çalışma şartlarının belirlenmesi için sadece enerji analizinin yeterli olmadığı, ilave olarak ekserji analizinin de uygulanmasının gerekli olduğunu belirtmişlerdir. Çalışma sonucunda sadece enerji analizi dikkate alındığında optimum motor hızının 2040 1/dak olduğunu, ekserji analizi uygulandığında ise bu değer 2580 1/dak olduğunu belirlemişlerdir.

Parlak vd. (2005), biri standart, diğeri yanma odası yalıtılmış iki ayrı dizel motoru üzerinde 2. Kanun analizini uygulamışlardır. Yapılan bu çalışmada yanma odası yalıtılmış motorda standart motora göre özgül yakıt tüketiminde %6 azalma, termik verimde ise %2 artma belirlenmiştir. Yanma odası yüzeyi yalıtılmış olan motorun egzoz gazlarının kullanılabilirliğini %3-27 oranında arttırdığını belirtmişlerdir.

Özcan ve Söylemez (2005), LPG yakıtlı benzinli bir motorda silindire su püskürtülmesinin etkilerini 2. Kanuna göre incelemiştir. Teorik ve deneysel çalışmaların sonuçları ile bir model geliştirilmiş ve sonuç olarak silindire su püskürtmenin yanma basıncını düşürdüğü ve yanmadan kaynaklanan tersinmezlikleri artırdığı, ısı transferinden kaynaklanan kayıpları ise azalttığı belirtilmiştir.

Çanakçı ve Hoşöz (2006), 4 silindirli, turboşarjlı bir dizel motor üzerinde 2 farklı yakıt kullanarak 2. Kanun analizine yönelik deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada biyodizel ve standart dizel yakıt kullanılarak ekserji analizleri yapılmış ve sonuçları karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda standart dizel yakıtla biyodizel yakıtın yaklaşık olarak aynı ekserjetik performansa sahip olduğu belirlenmiş, ayrıca biyodizel yakıtın yakıt tüketimine az da olsa olumsuz etki yaptığı saptanmıştır.

Yılbaşı (2007), 4 silindirli, 4 zamanlı bir dizel motora enerji ve ekserji analizleri uygulanmasına yönelik bir çalışma yapmıştır. Deneyler esnasında motora 1200-2400 1/dak aralığında 7 farklı devir sayısı ve 2 farklı yakıt için ölçümler yapılmış ve alınan veriler ile analizler gerçekleştirilmiştir. En fazla ekserji kaybının egzoz gazlarından kaynaklandığı ve her iki yakıt için de ekonomik motor hızının 2000 1/dak olduğu belirtilmiştir.

Kart (2009), tek silindirli, su soğutmalı, benzin ve LPG ile çalışabilen benzinli bir motora enerji ve ekserji analizleri uygulamaya yönelik bir çalışma yapmıştır. Hem benzin hem de LPG yakıtı kullanılarak yapılan deneylerden elde edilen veriler ile enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Enerji analizi sonucunda en ekonomik motor devri 1400 1/dak. olarak bulunmuştur. Ekserji analizleri sonucunda motor ekonomik devirleri ve ekserji kayıplarının yakıt ekserjisine oranı; benzin için 2200 1/dak 'da %44,86, LPG yakıtında ise 2400 1/dak'da %50,79 olduğu belirlenmiştir.

Çalışkan (2009), 4,5 litre hacimli, dört zamanlı, John Deere 4045 T dizel motorunda enerji ve ekserji analizi uygulanması üzerine bir çalışma yapmıştır. 1400 1/dak hızda ve tam yükte 3 farklı yakıt için deneyler yapılmış ve elde edilen verilerle analizler gerçekleştirilmiştir. Bulunan sonuçlarla, kullanılan motorun performansı literatür ile karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmada 4 zamanlı, su soğutmalı, 16 silindirli, çift turbokompresörlü bir ağır yük dizel motoruna, 2 farklı turbokompresör uygulanarak ekserji analizi uygulanmıştır. Sabit motor hızı

ve değişken yük şartlarında, özgül yakıt tüketimi, yakıt ekserjisi, efektif güç, egzoz ve soğutma suyu kayıpları ile birlikte motordaki entropi üretimi hesaplanarak, iki farklı turbokompresörün motor performansına etkisi incelenmiştir.

BÖLÜM 2

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA AŞIRI DOLDURMA

Bir içten yanmalı motordan elde edilebilecek güç, yaklaşık olarak silindir hacminde yakılan yakıt ve hava miktarı ile orantılı olarak değişmektedir. Bir motordan alınabilecek gücü artırmak için, motora giren havanın artırılması gerekir. Tabii emişli motorlarda silindir içerisine emilen hava miktarı, pistonların emişi ile sağlandığından, motor ölçüleri değiştirilmeden motora alınan hava miktarını artırmak için dış bir üniteye ihtiyaç duyulur. Harici bir ünite kullanılarak motora giren hava miktarının atmosferik motora göre artırılması işlemine “Aşırı Doldurma”, bu yöntemle hava miktarı artırılmış motorlara ise “Aşırı doldurulmalı Motor” adı verilir (Balcı 1985).

Deniz seviyesinden daha yükseğe çıkıldıkça hava basıncı azalmakta ve hava yoğunluğu düşmektedir. Buna bağlı olarak havanın oksijen oranı da düşmektedir. Aşırı doldurma kullanılan motorlarda hava silindirlere türbin tarafından devamlı suretle basınçlı olarak temin edildiğinden, elde edilen güç değerinin deniz seviyesinden yüksekliğe bağlı olarak değişmediği belirlenmiştir (Alan 2006).

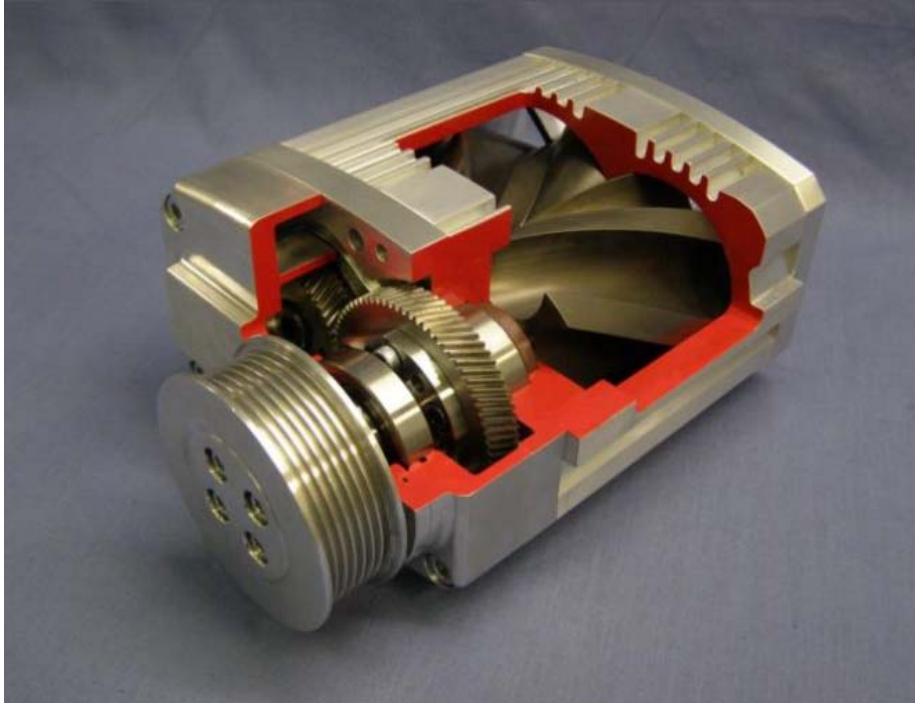
İçten yanmalı motorların aşırı doldurulması için aşağıdaki yöntemler kullanılmaktadır;

1. Mekanik aşırı doldurma (Süperşarj)
2. Basınç dalga makinesi ile aşırı doldurma (Comprex)
3. Egzoz turbokompresörü ile aşırı doldurma (Turboşarj)

2.1. MEKANİK AŞIRI DOLDURMA

Mekanik aşırı doldurmada kompresör için gerekli hareket motordan veya harici bir kaynaktan (Elektrik motoru, vb.) sağlanır. Kompresör ile motor arasındaki hareket iletim mekanizması zincir, dişli ya da kayış bağlantısından oluşmaktadır. Motora verilen havanın debisi motorun

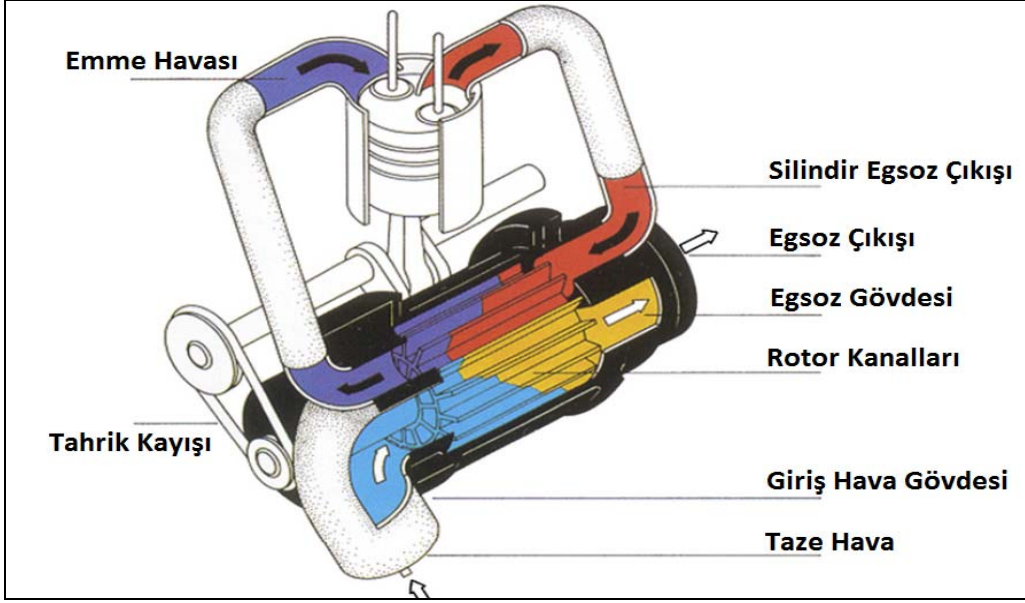
devir sayısı ile orantılı olarak artmaktadır. Mekanik aşırı doldurmada motorun egzoz enerjisinden faydalanmak mümkün değildir (Alan 2006).



Şekil 2.1 Mekanik aşırı doldurma ünitesi (URL-1 2013).

2.2. BASINÇ DALGA MAKİNESİ İLE AŞIRI DOLDURMA

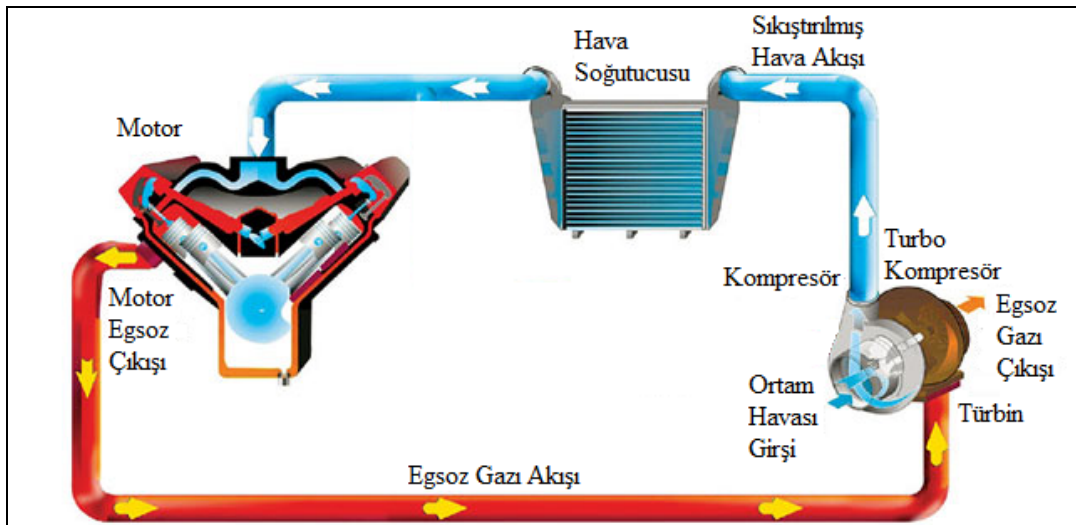
Basınç dalga makinesi, geleneksel turbokompresörler gibi sıcak egzoz gazlarının enerjisi ile emme havasını basınçlandırmak için kullanılır. Ancak çalışma prensibi turbo doldurmaya göre farklıdır. En önemli farkı hareketini direkt olarak motordan alıyor olmasıdır. Basınç dalga makinesi içerisinde, bir rotor üzerinde bulunan dar kanallar mevcuttur. Bu kanallar, egzoz gazları ve emme havasının direkt temas etmesini sağlarlar. Temas anındaki basınçların eşitlenmesi, gazların karışımından daha hızlı gerçekleşir. Rotor dönmeye devam ettikçe bu hücreler açılıp kapanırlar ve bu işlem seri şok dalgalarının oluşmasına yol açar. Şok dalgaları, gazlardan daha hızlı hareket ettiklerinden, bu basınç dalgaları emme havasının basınçlandırılmasını sağlar. Bu sisteme 'compres' de denir. Şekil 2.2'de bir basınç dalga makinesi görülmektedir (Lei et al. 2009).



Şekil 2.2 Basınç dalga makinesi (Lei et al. 2009).

2.3. EGZOZ TURBOKOMPRESÖRÜ İLE AŞIRI DOLDURMA

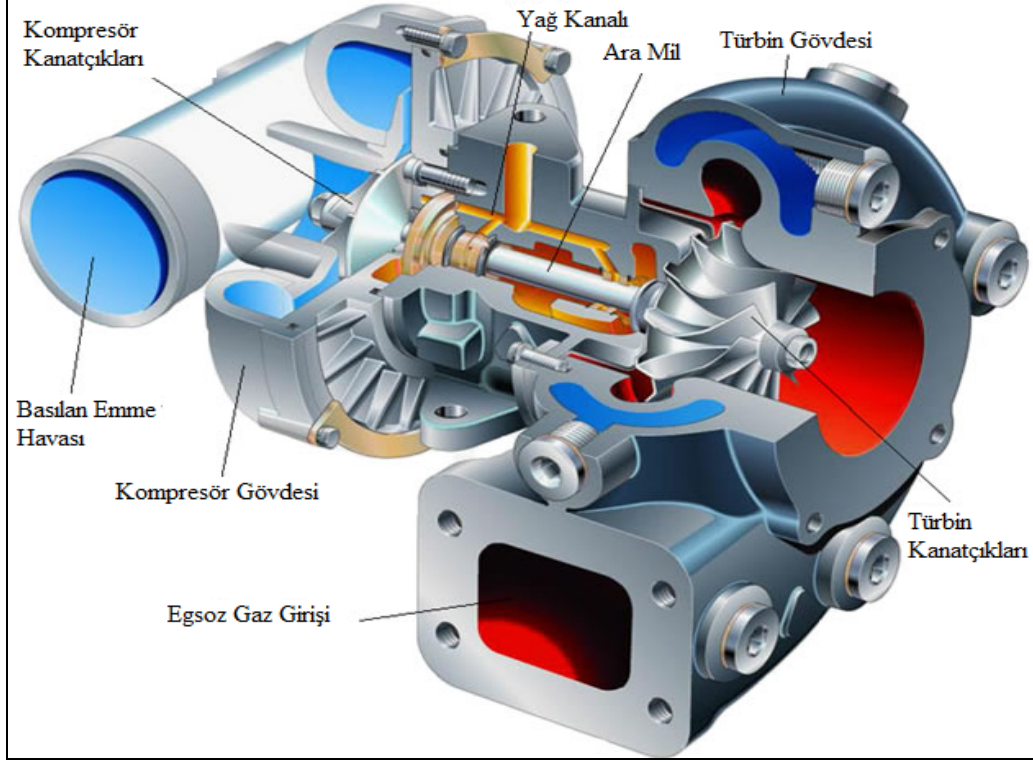
Turboşarj olarak da bilinen bu sistem, temel prensipte mekanik aşırı doldurucularla aynı çalışma mantığına sahiptir. Turboşarj uygulanan motorlarda egsoz gazları direk olarak atmosfere gönderilmez. Silindirlerden çıkan egsoz gazı, manifoldda toplandıktan sonra bir türbin üzerine aktarılır. Türbinde elde edilen hareket, türbinle aynı mil üzerinde bulunan kompresöre iletilir. Emme havası, atmosferden çekilerek kompresörde sıkıştırılır ve motora gönderilir. Turbokompresörlerin çalışma şeması Şeki 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3 Turbokompresörlerin çalışma şeması (URL-2 2013).

2.4. TURBOKOMPRESÖRLERİN BİLEŞENLERİ

Genel olarak bir turbokompresörün yapısı 3 ana bölüme ayrılmaktadır. Bunlar türbin, yatak ve kompresör'dür. Bir turbokompresörün kesit görüntüsü Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.4 Bir turbokompresörün kesit görüntüsü.

2.4.1 Türbin

Türbin kısmı turboşarjın sıcaklığı en fazla olan kısmıdır. Egzoz gazı, egzoz manifoldundan turboşarjın türbin kısmına aktarılır. Turboşarjın türbine giriş kısmı egzoz gazının hızını artıracak şekilde tasarlanmaktadır. Egzoz gazı türbin çarkına ulaştığında sahip olduğu enerjiyi türbin kanatçıklarına aktarır ve turboşarjı terk eder. Türbinin sahip olduğu enerji kompresör ve türbin arasında yataklanan bir mil yardımıyla kompresöre iletilir. Böylece egzoz gazının sahip olduğu enerji kompresörün hareket kaynağı olarak kullanılmaktadır. Türbinin egzoz giriş kısmına göre radyal ya da aksel türbin kullanılmaktadır (Dağlar 2012). Turbokompresörlerde kullanılan bir türbin çarkı Şekil 2.5'te verilmiştir.



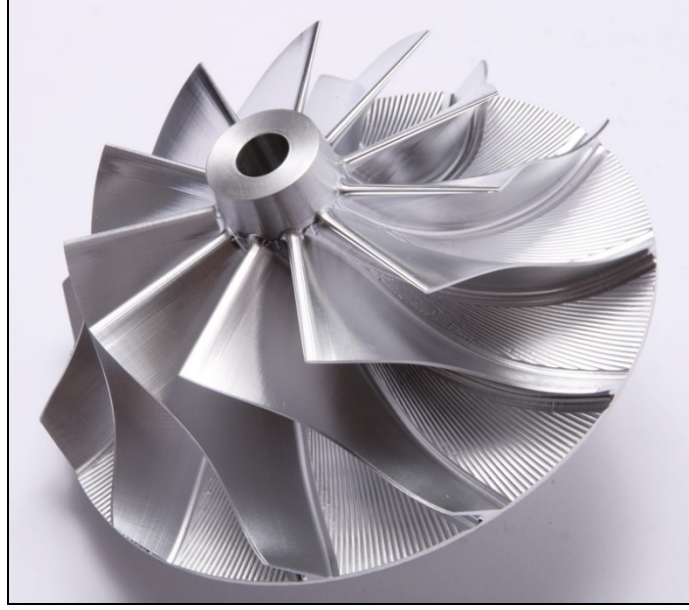
Şekil 2.5 Türbin çarkı (URL-4 2013).

Türbin kanatçıkları 4 zamanlı bir içten yanmalı motorda 800-1000 °C arasında bir sıcaklığa sahip olmaktadır ve bu yüzden türbin kanatçıkları özel alaşım çeliklerinden veya kompozit malzemeden üretilmelidirler (MEGEP 2006).

2.4.2. Kompresör

Turbokompresörün kompresör kısmının görevi, türbinden aldığı hareket ile atmosferden havayı çekmek, ve basınçlandırarak motora iletilmesini sağlamaktır. Kompresör tasarımında yaygın olarak santrifüj tipinde kompresör kullanılmaktadır. Böylelikle türbinden aktarılan enerjiyle kompresör, aksenal olarak emdiği havayı radyal olarak basmaktadır. Şekil 2.6'da Turbokompresörlerde kullanılan bir kompresör çarkının görüntüsü verilmiştir (Dağlar 2012).

Artan hava basıncı nedeniyle sıcaklık da artmaktadır ve bu durum istenen bir durum değildir. Bu nedenle motora basılacak hava bir ısı değiştiriciden geçirilmek suretiyle motora gönderilmeden önce soğutulur (Dağlar 2012).



Şekil 2.6 Kompresör çarkı (URL-3 2013).

2.4.3. Yataklama

Yataklama kısmının görevi egzoz gazından türbine aktarılmasıyla üretilen dönme hareketini kompresöre iletecek olan milin yataklanmasıdır. Yataklama tipi olarak kaymalı yataklar en yaygın kullanıma sahiptir. Hem kompresör tarafında hem de türbin tarafında bulunmaktadır (Dağlar 2012).

Turbokompresörlerin çalışma hızları 300.000 1/dak'ya erişebilmektedir (Dağlar 2012). Bu yüzden turbokompresörlerin tasarımında yataklama ve yağlama hayati önem taşımaktadır.

2.5. TURBOKOMPRESÖR KULLANIMININ AVANTAJ VE DEZAVANTAJLARI

İçten yanmalı motorlarda aşırı doldurma yöntemi olarak turbokompresör kullanımının avantaj ve dezavantajlarını şu şekilde sıralayabiliriz (MEGEP 2006).

Turbokompresörün avantajları;

- Aynı motor hacmine sahip motora göre daha fazla güç üretilebilir.
- Özgül yakıt tüketim değerlerinin azalmasına yardımcı olur.
- Motorun herhangi bir parçasından hareket almadığı için daha yüksek verime sahiptir.

- Egzoz gazlarından hareket aldığı için, daha düşük bir egzoz gürültüsü oluşur.
- Egzoz emisyonları daha düşük olur.
- Hava, motora belli sıcaklık aralığında alındığı için, parçaların ömrü daha uzun olur.

Turbokompresörün dezavantajları;

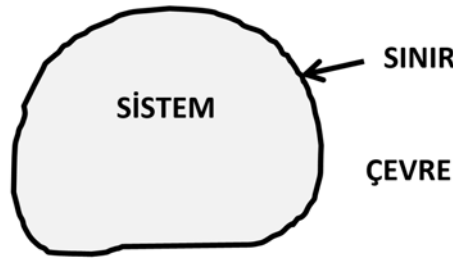
- Turbokompresörün türbin tarafındaki enerji, motor devir sayısına değil yüküne bağlı olduğundan, motorun ani olarak yüklenip fazla güce ihtiyaç duyduğu anlarda turbokompresör aynı hızla hızlanarak gerekli havayı sağlayamaz.
- Motorlu taşıtlar, dağlık bölgelerde hızlı irtifa değiştirmektedirler. Yüksek irtifada çalışan motorlarda motorun emdiği havanın yoğunluğu değiştiğinde kompresör yükü azalacağından turbokompresör devri çok fazla yükselir. Bu durumun üstesinden gelebilmek için araçlarda turbokompresörlerle birlikte çeşitli hava-yakıt kontrol düzenekleri kullanılması gerekmektedir.

BÖLÜM 3

TERMODİNAMİK ANALİZLER

Mühendisliğin bütün dallarının temel konularından birisi olan termodinamik, enerji ve enerji dönüşümlerini, maddeyi ve maddenin fiziksel özellikleri arasındaki bağlantıları inceleyen bir bilim dalıdır. Termodinamik birçok farklı enerji türünü (mekanik, elektrik, ısı, hidrolik, kimyasal, nükleer vb.) ve bu enerjiler arasındaki dönüşümlerin nasıl ve ne derece mümkün olabileceğini araştırır (Sürmen vd. 2004).

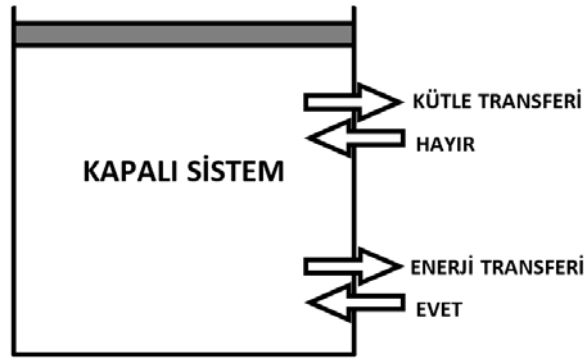
Termodinamik kelime olarak Latince therme (ısı) ve dynamis (güç) sözcüklerinden türemiştir ve eski zamanlardan bu yana ısıyı işe dönüştürme çabalarına karşılık gelen bir tanım olarak kullanılmıştır (Çengel and Boles 2008). Termodinamik sistem veya sadece sistem terimi, belirli bir kütleyi veya uzayın incelenmek üzere ayrılan bir bölgesini belirtir. Sistemin sınırları dışında kalan kütle veya bölgeye çevre adı verilir. Sistem çevresinden ayıran gerçek veya hayali yüzey de sınır diye adlandırılır. Sistemin sınırları sabit veya hareketli olabilir (Çengel and Boles 2008).



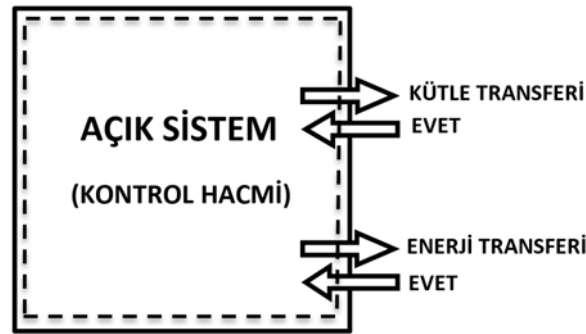
Şekil 3.1 Sistem, çevre ve sınır.

Belirli bir kütle için ya da uzayda belirli bir hacmin irdelemeye esas alınmasına göre, sistemler kapalı veya açık diye nitelendirilirler. Kapalı sistem (diğer adıyla kontrol kütlesi) sınırlarından kütle geçişi olmayan sabit bir kütledir. Şekil 3.2’de gösterildiği gibi, kapalı sisteme kütle giriş veya çıkışı olmamaktadır. Fakat enerji, iş veya ısı biçiminde kapalı sistem sınırından geçebilir. Bir kapalı sistemin hacminin sabit olması gerekmez (Çengel and Boles 2008).

Açık sistem veya yaygın olarak bilinen adıyla kontrol hacmi, problemin çözümüne uygun bir şekilde seçilmiş uzayda bir bölgedir. Kontrol hacmi genellikle kompresör, türbin, lüle gibi içinden kütle akışının olduğu bir makineyi içine alır. Hem kütle, hem de enerji kontrol hacmi sınırlarından geçebilir. Şekil 3.3 te gösterildiği gibi, açık sistemlerde, sistem ile çevre arasında kütle ve enerji girişi mümkündür (Çengel and Boles 2008).



Şekil 3.2 Kapalı sistem şematik gösterimi (Çengel and Boles 2008).



Şekil 3.3 Açık sistem şematik gösterimi (Çengel and Boles 2008).

3.1 ENERJİ ANALİZİ

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin korunumu ile ilgili olup, enerjinin yoktan var edilemeyeceğini, var olan enerjinin ise yok edilemeyeceğini, ancak farklı şekillere dönüşebileceğini ifade etmektedir.

Enerji sözcüğü, eski yunan dilinde “εν” (içinde) ve “εργον” (iş) kelimelerinden türemiş olup, “işe dönüştürülebilir” olarak nitelendirilebilir. Enerji, bir sistemin iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanabilir. Enerji terimi 1807’de Thomas Young tarafından bulunmuş ve termodinamikte kullanımı 1852’de Lord Kelvin tarafından önerilmiştir (Çengel and Boles 2008).

Enerji, iç enerji veya diğer süreksiz formlar olmak üzere birçok formda bulunabilir ve bir formdan diğerine dönüştürülebilir. Termodinamik analizlerde bu enerji formları, makroskobik ve mikroskobik olarak iki ayrı grupta incelenebilir. Makroskobik enerji, kinetik ve potansiyel enerji gibi, sistemin tümünün bir dış referans noktasına göre sahip olduğu enerjidir. Örneğin yükselen bir cismin makroskobik enerjisi, hız ve yüksekliğe bağlıdır. Mikroskobik enerji ise sistemin moleküler yapısı ve moleküler hareketliliği ile ilgilidir ve dış referans noktalarından bağımsızdır. Bir sistemdeki mikroskopik enerjilerin tümünün toplamı, sistemin iç enerjisi olarak adlandırılır (Çengel and Boles 2008).

3.1.1. Enerji Terimleri

Elektrik, manyetik alan, yüzey gerilimi ve nükleer reaksiyonların bulunmadığı termal sistemlerde toplam enerji miktarı; kinetik potansiyel, fiziksel (iç enerji + akış enerjisi) ve kimyasal enerjilerin toplamından oluşur (Dincer et al. 2007).

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

Bu denklemdeki “ e_{kn} ” kinetik enerjiyi, “ e_{pt} ” potansiyel enerjiyi, “ e_{fiz} ” fiziksel enerjiyi, “ e_{kim} ” ise kimyasal enerjiyi, birim kütle bazında ($m=1$ kg) ifade etmektedir.

- Kinetik enerji, mekanik enerjinin bir formu olup, enerji akımının hızıyla ilgilidir.

$$e_{kn} = \frac{V^2}{2} \quad [kJ/kg] \quad (3.2)$$

- Potansiyel enerji, mekanik enerjinin bir formu olup, enerji akımının yüksekliği ve yerçekimi ile ilgilidir.

$$e_{pt} = g \cdot Z \quad [kJ/kg] \quad (3.3)$$

- Fiziksel enerji, iç enerji ile sistem sınırından yapılan işin toplamı olup, enerji akımının entalpisiyle ilgilidir.

$$e_{fiz} = u + Pv = c_{P(T)} T = h_T \quad (3.4)$$

İdeal gaz kabulüne göre;

Değişken özgül ısılar ile entalpi ve iç enerji ;

$$h_{(T_2)}-h_{(T_1)} = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.5)$$

$$u_{(T_2)}-u_{(T_1)} = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) dT \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.6)$$

Sabit özgül ısılar ile entalpi ve iç enerji;

$$h_{(T_2)}-h_{(T_1)} = c_p(T_2-T_1) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.7)$$

$$u_{(T_2)}-u_{(T_1)} = c_v(T_2-T_1) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.8)$$

Denklemleri kullanılarak hesaplanabilir (Çengel and Boles 1996).

- Yakıtlar için kimyasal enerji, yakıtın fiziksel enerjisi ile alt ısı değeri (H_a) veya üst ısı değerinin (H_u) toplamına eşittir.

$$e_{\text{kim}} = H_a + h_{(T)} = H_a + c_{p,F,i} T_i - c_{p,F,o} T_o \quad (3.9)$$

$$e_{\text{kim}} = H_u + h_{(T)} = H_u + c_{p,F,i} T_i - c_{p,F,o} T_o \quad (3.10)$$

- Yanmış gazlar için kimyasal enerji, gazın oluşum entalpisi ile fiziksel entalpisinin toplamına eşittir.

$$e_{\text{kim}} = h_F^0 + h_{(T,P)} - h_{(T_o,P_o)} = h_F^0 + \Delta h \quad (3.11)$$

$$\bar{e}_{\text{kim}} = \bar{h}_F^0 + \bar{h}_{(T,P)} - \bar{h}_{(T_o,P_o)} = \bar{h}_F^0 + \Delta \bar{h} \quad (3.12)$$

denklemleri yardımıyla bulunabilir (Moran et al. 2000).

3.1.2. Enerji Dengesi

Termodinamiğin birinci kanunu veya başka bir deyişle enerjinin korunumu ilkesi, bir hal değişimi sırasında kapalı bir sistemin toplam enerjisindeki net değişimin (artma veya azalma) sisteme giren toplam enerji ile sistemden çıkan toplam enerjinin farkına eşit olduğunu ifade eder (Çengel and Boles 2008).

Sistemin enerji dengesi;

$$\left[\begin{array}{c} \text{Sisteme giren} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Sistemden çıkan} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Sistemin toplam} \\ \text{enerjisindeki değişim} \end{array} \right]$$

$$E_g - E_ç = \Delta E_{\text{sistem}} \quad [\text{kJ}] \quad (3.13)$$

olarak ifade edilebilir. Sistemden çıkan enerjiler ise;

$$\left[\begin{array}{c} \text{Sistemden} \\ \text{çıkran enerjiler} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Ürünlerin} \\ \text{enerjisi} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Enerji} \\ \text{kaybı} \end{array} \right]$$

şeklinde yazılabilir.

Sistemden çıkan toplam enerji miktarının, girişindeki enerji miktarına oranı ise “enerji verimi” olarak adlandırılır.

$$\eta = \frac{\text{Toplam çıkan enerji}}{\text{Toplam giren enerji}} = 1 - \frac{\text{Enerji kaybı}}{\text{Toplam giren enerji}}$$

3.2 EKSERJİ ANALİZİ

Ekserji kelimesi Yunanca ex (dış) ve ergon (kuvvet ve iş) kelimelerinden türetilmiştir ve ilk kez 1824 yılında Carton tarafından kullanıldığı kabul edilir (Wall, 1998). Ekserji, belirli bir sistemde varolan enerjinin iş potansiyelidir, diğer bir deyişle sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iştir (Çengel and Boles 2008).

Ekserji terimi, bazı bilim adamlarınca aşağıdaki şekillerde tanımlanmıştır (Karakoç 2008).

- Belirli bir haldeki sistemin yapabileceği en çok iş (Çengel and Boles 2008).
- Ekserji, tersinmez sistemler veya süreçlerde, entropi üretiminin neden olduğu kullanılabilir enerji kaybını belirleyen bir ifadedir (Hepbaşı 2008).
- Bir termodinamik sistemin ekserjisi, sistemin sadece çevresiyle etkileşimi durumunda, sistemin çevresiyle tümüyle termodinamik denge haline gelirken, elde edilebilecek maksimum teorik yararlı iş (mekanik veya elektrik işi) olarak tanımlanır (Tsatsaronis 2007).
- Bir enerji şeklinin ya da maddenin ekserjisi, onun çevre üzerinde değişim yapabilme potansiyeli, kalitesi ya da kullanılabilirliğinin bir ölçüsüdür (Dinçer 2002).
- Ekserji, sistemin çevresiyle etkileşimi sonucu, ısı transferinin sadece çevreyle olması durumunda elde edilebilecek maksimum teorik yararlı iştir (Bejan 1996).
- Ekserji, herhangi bir maddenin, çevresiyle tersinir anlamda termodinamik denge haline gelmesi esnasında elde edilebilecek maksimum iştir (Szargut 1988).
- Ekserji, gazlarda, sıvılarda ya da bir kütlede, herhangi bir referans ortama göre var olan dengesizliğin neden olduğu iş potansiyelidir (Ahem 1980).
- Ekserji, enerjinin tamamen diğer enerji şekillerine dönüşebilen kısmıdır (Rant 1964).

Enerjinin faydalı kısmını ekserji oluşturmaktadır. Enerjinin kullanılmayan kısmına ise anerji adı verilmektedir. Buna göre ekserji ve anerji arasında;

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

bağıntısı geçerlidir. Bu tanımlardan hareketle termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu aşağıdaki şekilde daha basit ifade edilebilir.

Birinci kanun;

- Bütün termodinamik süreçlerde anerji ve ekserjinin toplamı sabit kalır.

İkinci Kanun;

- Tersinir süreçlerde ekserji sabit kalır,
- Tersinmez süreçlerde ekserjinin bir kısmı veya tamamı enerjiiye dönüşür,
- Enerji ekserjiye dönüşmez,

şeklinde ifade edilebilir (Tekin 1996).

3.2.1 Ekserji İle İlgili Temel Kavramlar

Termodinamiğin ikinci kanunu, karmaşık termodinamik sistemlerin çözümü ve optimizasyonu için çok güçlü bir araç olmakla beraber, bu kanun ışığında termik makinaların güçlerinin belirlenmesi için öncelikle bazı tanımların yapılması gerekmektedir.

Ölü Hal: Bir sistemin iş potansiyeli, çevresiyle arasındaki basınç, sıcaklık, kompozisyon, yükseklik ya da hız farklılıklarına bağlıdır. Sistem, çevresiyle aynı şartlara eriştiğinde, bu iş potansiyeli ortadan kalkar. Bu yüzden çevre, bir sistemin iş potansiyelini ölçebilmek için bir referanstır. Sistem, çevre ile aynı şartlarda bulunuyorsa, ölü durumdadır ve bu duruma ölü hal adı verilir. Yani ölü durumda sistem ile çevre arasında basınç, sıcaklık, kompozisyon, yükseklik ya da hız farkı yoktur (Kotas 1995).

Tersinir İş: Bir sistem belirli bir başlangıç hali ve son hal arasında bir hal değişimi geçirdiğinde, üretilebilen yararlı işin en fazla miktarı olarak tanımlanır. Son hal ölü hal olduğunda, tersinir iş ekserjiye eşit olur (Çengel and Boles 2008).

Tersinmezlik: Bir proses sırasında iş potansiyelinin kaybolmasına neden olan etkenlere genel olarak tersinmezlikler adı verilir. Sürtünme, ani sıkıştırma ve genişleme, ısı geçişi, kimyasal tepkimeler, bu etkenler arasındadır ve bunlardan herhangi bir tanesinin varlığı prosesi tersinmez yapar.

Sınırlandırılmış Denge Durumu: Sistemin çevre ile termal ve mekanik denge halinde olduğu 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 sistemden 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 ekserjiye 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 (Enduranlı 1997).

Sınırlandırılmamış Denge Durumu: Ele alınan sistemin çevre ile termal, mekanik ve kimyasal denge halinde olduğu zamanki durumdur. Bu şartlar altında sistem; çevre içinde serbest olarak mevcut olan termodinamik durumlar içinde 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 (Enduranlı 1997).

3.2.2. Ekserji Kavramının Önemli Boyutları

Enduranlı'ya (1997) göre ekserji kavramının önemli boyutları şu maddelerle ifade edilebilir.

- Ekserji, sistem ve çevrenin bir arada oluşturduğu kombine çevrimden 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. Yani ölü haldeyken bir sistemin kullanılabilirliği sıfırdır.
- Ekserji sistemde her zaman mevcuttur, negatif olamaz, ekserji korunamaz ancak dönüşümlerle kaldırılabilir. Gerçek süreçlerde tersinmezlikler nedeniyle ekserji tüketilir ya da yok edilir.
- Değeri sistem durumu ile belirli olduğundan ekserji, ekstensif özelliktir ve burada bahsi geçen çevre daha önceden belirlenmiş olmalıdır. Ekserji, birim kütle ya da birim mol başına yazıldığında intensif özellik olarak temsil edilebilir.
- 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.

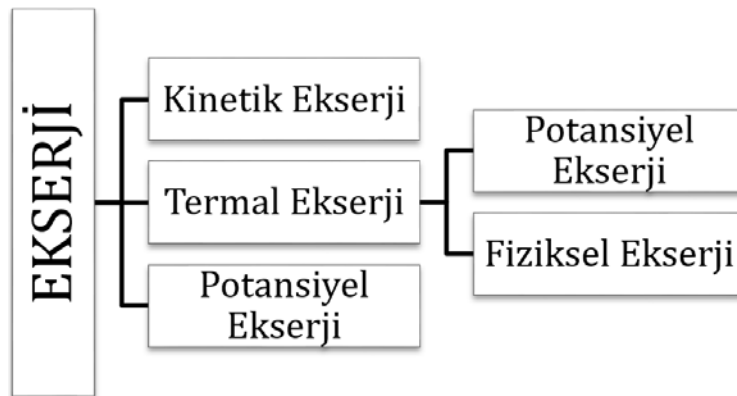
- Çevreye göre göreceli olarak belirlendiğinden, sistemin kinetik ve potansiyel enerji büyüklüklerinin tamamı ekserji büyüklüğüne katılır.
- Ekserji, kimyasal ve termomekaniksel ekserjilerin toplamı şeklinde ifade edilir. Termomekaniksel ekserji, fiziksel, kinetik ve potansiyel ekserji şeklinde sınıflandırılır.
- Ekserji, sistemler arasında transfer edilebilmekte ve sistemler içindeki terinmezlikler yüzünden kayba uğramaktadır. Bununla beraber ekserji, bir ekserji dengesi ile açıklanabilir.

3.2.3. Ekserjinin Bileşenleri

Bir sistemde sisteme giren ve sistemden çıkan ekserjiler birbirine eşittir.

$$\dot{\epsilon}_g = \dot{\epsilon}_ç \quad (3.14)$$

Sistemde var olan ekserjiler, kinetik ekserji, potansiyel ekserji, fiziksel ekserji ve kimyasal ekserji şeklinde sınıflandırılabilir.



Şekil 3.4 Ekserji çeşitleri.

Sistemin ekserji toplamı aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{\epsilon} = \dot{\epsilon}_k + \dot{\epsilon}_p + \dot{\epsilon}_{fiz} + \dot{\epsilon}_{kim} \quad (3.15)$$

Kinetik Ekserji: Kinetik ekserji, düzenli bir enerji formu olmakla beraber, tamamı işe dönüştürülebilir. Kinetik enerji değeri, çevresel referans değerine göre hesaplandığı takdirde, kinetik ekserjiye eşit olur.

$$\dot{\epsilon}_k = \dot{m} \left(\frac{V^2}{2} \right) \quad (3.16)$$

Potansiyel Ekserji: Potansiyel ekserji de kinetik enerjiye benzer şekilde düzenli bir enerji formudur ve tamamı işe dönüştürülebilir. Potansiyel enerji değeri, çevresel referans değerine göre hesaplandığı takdirde, potansiyel ekserjiye eşittir.

$$\dot{\epsilon}_p = \dot{m} g z_0 \quad (3.17)$$

Fiziksel Ekserji: Fiziksel ekserji, akış halinde bir madde çevresi ile sadece termal etkileşim içeren tersinir fiziksel prosesler ile başlangıç şartlarından çevre şartlarına (T_o, P_o) getirildiği zaman elde edilebilen maksimum iş miktarına eşittir (Köktürk 1999).

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

$$\epsilon_{fiz} = [(h-h_0) - T_0(s-s_0)] \quad (3.18)$$

formülü ile hesaplanır. Bu kısımdaki ($h-h_0$) terimi, Enerji terimleri başlığı altındaki değişken veya sabit ısılar ile entalpi formülü kullanılarak bulunabilir.

($s-s_0$) ise;

Değişken özgül ısılar ile;

$$s_{(T,P)} - s_{(T_o,P_o)} = \int_{T_o}^T \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln \frac{P}{P_o} \quad (3.19)$$

ve,

$$s_{(T,P)} - s_{(T_o,P_o)} = \int_{T_o}^T \frac{c_v(T)}{T} dT + R \ln \frac{v}{v_o} \quad (3.20)$$

Sabit özgül ısılar ile;

$$s-s_0=c_p \ln \frac{T}{T_0} -R \ln \frac{P}{P_0} \quad (3.21)$$

ve;

$$s-s_0=c_v \ln \frac{T}{T_0} +R \ln \frac{v}{v_0} \quad (3.22)$$

formülleri ile bulunur (Çengel and Boles 2008).

Sabit basınçta özgül ısıya sahip hava ve yanmış gazların ideal gaz kabulü ile fiziksel ekserjisi, birim kütle için;

$$\epsilon_{fiz}=c_{p(T)} \left[T-T_0-T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] +R T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (3.23)$$

denklemleri ile hesaplanabilir (Kotas, 1995).

Kimyasal Ekserji: Kimyasal ekserji, bir maddenin sadece çevresi ile madde alışverişi ve ısı transferi içeren prosesler ile çevresel durumdan ölü duruma getirildiği zaman elde edilebilir maksimum iş miktarıdır (Köktürk 1999).

Başka bir ifade ile (T,P) şartlarındaki bir madde, (T₀,P₀) şartlarındaki çevrenin referans bileşenleriyle denge haline geldiğinde elde edilebilir maksimum iş miktarına “Kimyasal Ekserji” denir (Gündüz 1991).

$$\epsilon_{kim} = \sum n_i (\mu_{i0} - \mu_i^s) \quad (3.24)$$

Burada μ_{i0} , termal ve mekanik dengedeki (T₀,P₀), i maddesinin kimyasal dengeye gelmiş (çevre içinde) haldeki kimyasal potansiyelini ifade etmektedir.

Çeşitli durumlara karşılık gelen kimyasal ekserji ifadeleri geliştirilebilir.

Bileşenleri çevre kompozisyonunda bulunan gaz karışımları için kimyasal potansiyeller aşağıdaki gibi ifade edilirler (Zemher 2003).

$$\mu_{i_0} = \bar{g}_i(T_0, P_0) + \bar{R}T_0 \ln y_i \quad (3.25)$$

$$\mu_i^c = \bar{g}_i(T_0, P_0) + \bar{R}T_0 \ln y_i^c \quad (3.26)$$

(3.25) ve (3.26) eşitlikleri (3.24) eşitliğinde yerine yazılırsa, ideal gaz karışımının molar kimyasal ekserjisi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\bar{e}_{kim} = \bar{R}T_0 \sum_i^j y_i \ln \frac{y_i}{y_i^c} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.27)$$

İş Geçişinden Kaynaklanan Ekserji: Verilen bir enerjinin eşdeğer işi, onun ekserjisinin ölçüsü olarak tanımlandığından, iş her durumda ekserjiye eşittir. Dolayısıyla, ekserji transferi büyüklük ve doğrultu olarak iş transferi ile aynı büyüklük ve doğrultuya sahiptir (Kotas 1995).

$$\dot{W} = \dot{E}_W \quad (3.28)$$

Isı Geçişinden Kaynaklanan Ekserji: Bir sistemin çevre ile etkileşime girerek dengeye geldiği ana kadar elde edilen maksimum iş miktarını belirtmektedir. Birim zamanda bir ısı enerji kaynağından elde edilebilecek maksimum iş aşağıdaki formülle hesaplanabilir (Kotas 1995).

$$\dot{e}_Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_Y} \right) \quad (3.29)$$

3.2.4. Enerji ile Ekserjinin Karşılaştırılması

Termodinamik bakış açısından ekserji; bir referans çevreyle denge haline gelirken, bir sistem, madde veya enerji akışıyla üretilebilecek maksimum miktarda iş olarak tanımlanır. Ekserji, referans çevreye göre tam dengede olmamanın sonucu olarak, değişime neden olan akış ya da sistemin potansiyelinin bir ölçüsüdür. Enerjiden farklı olarak ekserji (ideal veya tersinir prosesler hariç); korunmaz. Ekserji daha çok, gerçek proseslerdeki tersinmezlikler nedeniyle, tüketilir ya da yok edilir. Bir proses esnasında ekserji tüketimi, prosesle ilişkili tersinmezlikler nedeniyle ortaya çıkan entropi ile orantılıdır. Enerji ve ekserji kavramları, Çizelge 3.1 'de açık olarak kıyaslanmaktadır (Dincer 2002).

Çizelge 3.1 Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması.

Enerji	Ekserji
Sadece madde ya da enerji akış parametrelerine bağlıdır. Çevresel parametrelere bağlı değildir.	Madde veya enerji akışı ve çevresel parametrelerin her ikisine de bağlıdır.
Sıfırdan farklı değerleri vardır. (Einstein'ın bağıntısına göre, mc^2 'ye eşittir.)	Sıfıra eşittir.(Çevreyle dengede olarak ölü durumda)
Tüm prosesler için termodinamiğin 1. yasasıyla gösterilir.	Sadece tersinir prosesler için termodinamiğin birinci yasasıyla gösterilir.(Tersinmez proseslerde, kısmen ya da tamamen yok olur.)
Tüm prosesler için termodinamiğin ikinci yasasıyla sınırlıdır.(Tersinir olanlar da dahil)	Termodinamiğin ikinci yasası nedeniyle tersinir prosesler için sınırlı değildir.
Hareket ya da hareketi üretme kabiliyetidir.	İş ya da iş üretme kabiliyetidir.
Bir proseste her zaman korunur; ne vardan yok olur, ne de yoktan var edilir.	Tersinir proseslerde her zaman korunur, ama tersinmez proseslerde her zaman tüketilir.
Miktarın(niceliğin) bir ölçüsüdür.	Niceliğin ve entropi nedeniyle niteliğin (kalitenin) bir ölçüsüdür.

Enerji ile ekserji hesaplandıktan sonra ekserji analizi yapmanın önemini aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz (Dincer 2002).

- Enerji kaynakları kullanımının çevreye olan etkilerinin en iyi şekilde belirlenmesinde bir ana araçtır.
- Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.
- Daha fazla verimli kaynak kullanılma amacını destekleyen uygun bir tekniktir. Belirlenmesi gereken atık ve kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklükleri ortaya çıkarılır.

- Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerini tasarlamının nasıl mümkün olup olmayacağını gösteren etkin bir tekniktir.
- Sürdürülebilir gelişmenin elde edilmesinde anahtar bir bileşendir.
- Enerji politikalarının oluşturulmasında kullanılacak önemli bir araçtır.

3.2.5. Ekserjinin Sanayideki Kullanım Alanları

- Ekserji, bütün olarak kütle ve enerji akışının farklı tiplerinin faydalı miktarlarını gösterdiğinden uygun maliyet hesabı için,
- Orijinal proses ya da ünitenin enerji kaybı açısından küçük olanının tespit edilmesi, dolayısıyla daha iyi proses veya daha iyi tasarım oluşturmak için,
- Geleneksel üniteler veya tesisler üzerindeki tasarım dışı şartların gerçek etkisini belirtmek için,
- Hesaplanabilen atık ve kaybın meydana geldiği yerin ve büyüklüğünün tespit edilmesini kolaylaştırmak için,
- Dikkate alınan prosese bağlı tersinmezliklerin nümerik değerlerinin hesaplanması için,
- Termal sistemlerin analizinde kullanılan ekserji dengesinin oluşturulması vb. durumlar için, ekserji analiz metodu ve ekserji dengesi kullanılmaktadır (Yılbaşı 2007).

3.2.6. Ekserji Verimi

Köktürk (1999) ve Yılbaşı (2007) tarafından yapılan analiz ve hesaplamalarda enerji ve ekserji değerleri, belirli bir referans çevre göz önüne alınarak yapılmıştır. Bu referans çevre, normal şartlar altında 25°C sıcaklıkta ve 1 atm basınçta. Ele alınan referans çevrenin entalpisi ise, o çevrenin ekserjisine eşittir ve sıfırdır (Gündüz 1991).

$$\psi = \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{E}_{fuel}} \quad [kW] \quad (3.30)$$

burada \dot{E}_{fuel} sisteme giren ekserji akımıdır.

Bir sistemde verimin yüksek olması için, kayıpların en aza indirilmesi gerekir. Eğer içten yanmalı bir motorda yanma havası çevre şartlarında motora giriyorsa ekserjisi sıfırdır. Bu

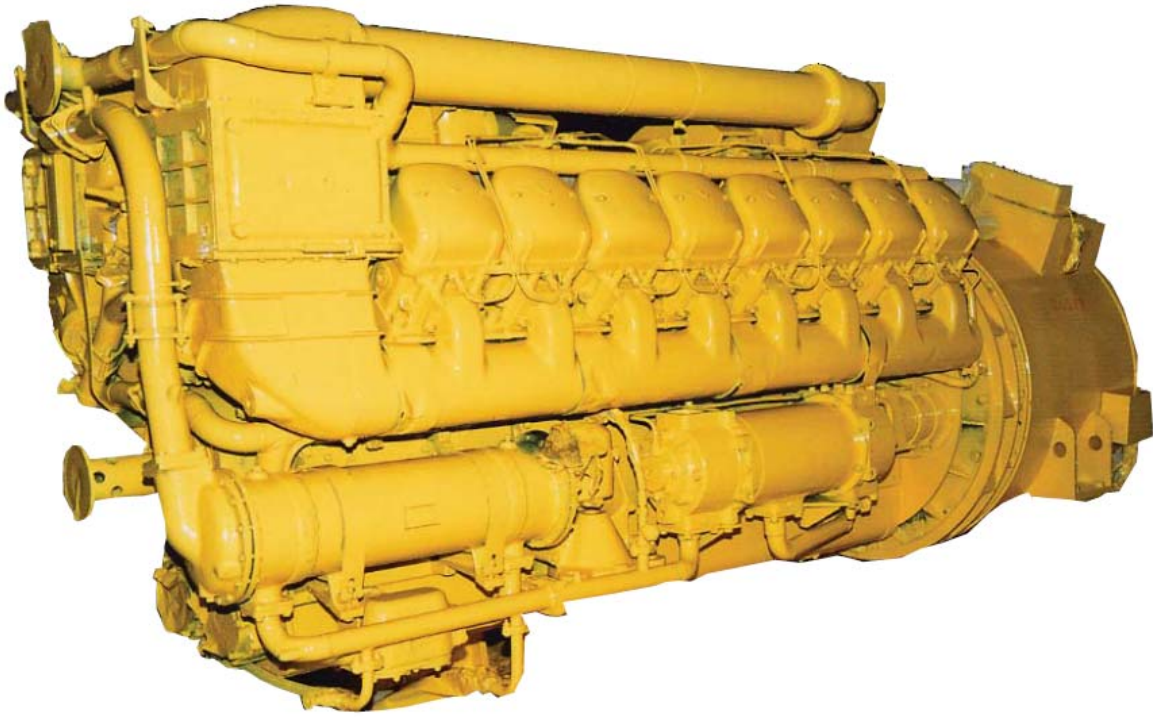
yüzden giren ekserji olarak sadece yakıtın ekserjisi ele alınır. Çıkan ekserji ise, yanma sonucu ürünlerin ekserjisidir (Uçkun 2004).

$$\text{Giren Ekserji} = \text{Çıkan Ekserji} + \text{Yok olan Ekserji}$$

BÖLÜM 4

MATERYAL VE METOT

Deneysel çalışmalar, TÜLOMSAŞ Eskişehir Motor Fabrikası bünyesinde bulunan motor test atölyesinde yapılmıştır. Testleri yapılan motor, Semt-Pielstick marka 16 PA4 185 model adlı ağır yük dizel motorudur. Motora ait bir görüntü Şekil 4.1’de sunulmuştur.



Şekil 4.1 Semt-Pielstick 16 PA4 185 tipi motorun görüntüsü.

Deneyler aynı tip motora iki farklı tipte turbo kompresör uygulanarak gerçekleştirilmiş ve üzerinde 2 farklı tip turbo kompresör bulunan motorlar için ayrı ayrı veriler alınmıştır. Deneyde kullanılan motorun teknik özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Semt-Pielstick 16 PA4 185 tipi motorun teknik özellikleri.

ANA KARAKTERİSTİKLER	
Model	Pielstick 16 PA4 V185
Güç	2400 HP / 1791 kW
Hız	1500 1/dak
Silindir Sayısı	16
Kompresyon Oranı	13,5 : 1
Çalışma Metodu	4 stroklu
Soğutma Sistemi	Su Soğutmalı
Ateşleme Sistemi	Ön Yanma Odalı
Aşırı Doldurma Tipi	2 Turbokompresör
İlk Hareket	Elektrikli 72V DC (2 adet)
Piston Soğ. Sistemi	Yağ Püskürtmeli
Boş Motor Ağırlığı	7120 kg
Uzunluk	3126 mm
Genişlik	1450 mm
Yükseklik	1825 mm

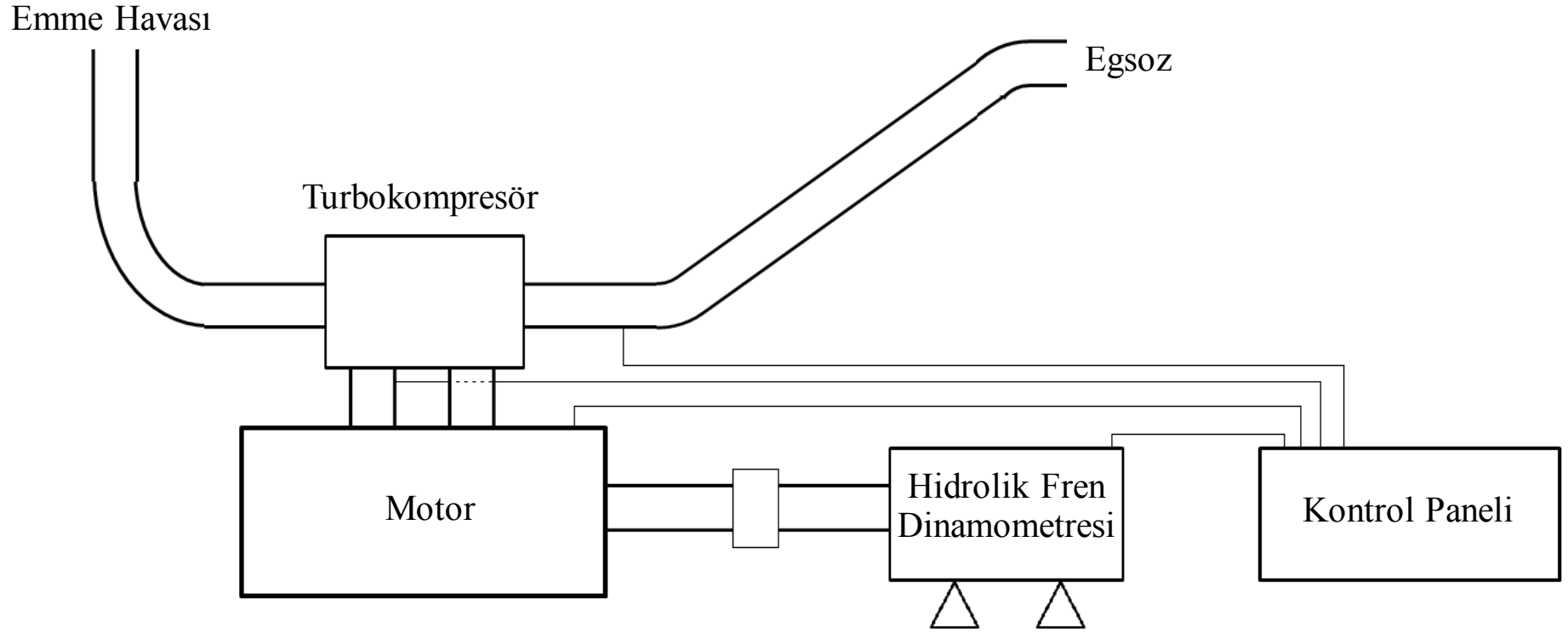
Her bir motorda 2 adet turbo kompresör bulunmaktadır. Hesaplamalar yapılırken her motor için kullanılan 2 turbokompresör, tek bir turbokompresör gibi kabul edilmiştir.

Motor testleri, motorun optimum çalışma devri olan 1500 1/dak'da gerçekleştirilmiş olup, farklı yük değerleri için veriler alınmıştır. Motor testlerinden elde edilen veriler, Çizelge 4.2'te sunulmuştur.

Test edilen motorlara ait ölçümlerin alınabilmesi için çeşitli ölçüm cihazları kullanılmıştır. Test ünitesi, hidrolik fren dinamometresi, motor soğutma suyu devrelerine ait soğutma kuleleri, basınç, sıcaklık, debi gibi ölçüm düzenekleri barındırmaktadır. Motor testlerinin yapıldığı test ünitesinin şeması Şekil 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2 Farklı yük değerleri için yapılan testlerden elde edilen veriler.

Devir	Güç		Tork	Yakıt Tüketimi	Turbokompresör				Egzoz Sıcaklığı	Yüksek Sıcaklık Su Devresi		Alçak Sıcaklık Su Devresi		Ortam Sıcaklığı
					Debi	Giriş	Çıkış	Basınç		Tgir	Tçık	Tgir	Tçık	
1/dak	HP	kW	daN.m	kg/h	kg/h	°C	°C	bar	°C	°C	°C	°C	°C	
Turbo No:1 Kullanan Motor														
1510	630	470,0	292	151,6	4158	2	47	0,4	297	69	62	43	42	2
1510	954	711,7	443	198,1	5682	2	70	0,6	350	70	62	43	42	2
1510	1233	919,8	574	241,5	6947	2	79	0,8	387	72	65	46	45	2
1510	1840	1372,6	856	332,5	9860	2	115	1,3	466	75	66	51	49	2
1522	2424	1808,3	1118	441,7	13192	2	147	1,8	536	76	64	52	50	2
Turbo No:2 kullanan motor														
1510	618	461,0	287	140,6	4256	20	58	0,4	341	43	38	41	40	20
1530	970	723,6	445	190,2	5812	20	88	0,6	400	48	42	44	43	20
1510	1238	923,5	576	230,4	7169	20	105	0,9	443	52	46	47	46	20
1528	1845	1376,4	849	326,8	10235	20	133	1,4	512	56	49	50	48	20
1515	2454	1830,7	1140	425,7	13490	20	157	2,0	600	61	53	54	50	20



Şekil 4.2 Motor test ünitesi şeması.

BÖLÜM 5

MOTOR ÜZERİNDE EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI

Motor üzerinde performans testleri 1500 1/dak sabit hız ve farklı yük şartlarında yapılmış olup, iki farklı turbo uygulanan motorlardan ölçülen veriler kaydedilmiştir. Turbo No:1 uygulanan motora ait 1140 kgm yük değerindeki veriler kullanılarak yapılan hesaplamalar aşağıdaki gibidir.

5.1. EKSERJİ HESAPLAMALARI

5.1.1. Yakıt Ekserjisi (Kimyasal Ekserji);

Testlerde kullanılan yakıt, motorin olup yakıtın formülü ve elementel analizi aşağıdaki gibidir. Oksijen (O), Kükürt (S) ve Azot (N) miktarları yüzdece çok düşük olduğundan hesaplamalarda bu elementlerin yakıt içerisindeki varlığı ihmal edilmiştir.

Yakıtın kimyasal formülü : $C_{13,98}H_{27,6}$

$$C : \%83,9 = 0,839$$

$$H : \%13,8 = 0,138$$

$$O : \%2,2 = 0,022$$

$$S+N : \%0,1 = 0,001$$

Kullanılan yakıtın kimyasal ekserjisi, yakıt bileşenleri olan C ve H elementlerinin O_2 ile reaksiyonu sonucu sahip oldukları kimyasal ekserji değerleri hesaplanarak belirlenmiştir. Kimyasal ekserji hesaplanırken denklem (3.24) ve Çizelge 5.1 ile Çizelge 5.2 kullanılmıştır.

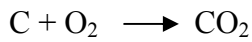
Çizelge 5.1 Yakıtları ve yanma ürünlerini oluşturan bileşenlerin serbest özgül Gibbs enerjileri (Çengel and Boles 2008).

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

Çizelge 5.2 Çevre tanımı (Moran et al. 2000).

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

Karbonun Kimyasal Ekserjisi: Karbon ile oksijenin reaksiyonu sonucu yanma ürünü olarak CO₂ açığa çıkar.



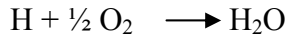
Denklem (5.1) kullanılarak karbonun kimyasal ekserjisi aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$\bar{e}_{kim,C} = \bar{g}_C + \bar{g}_{O_2} - \bar{g}_{CO_2} + \bar{R}T_0 \ln \frac{y_{O_2}^c}{y_{CO_2}^c} \quad [kJ/kg] \quad (5.1)$$

$$\bar{e}_{kim,C} = 0 + 0 - (-394389) + 8,3143 \cdot 298 \cdot \ln \frac{0,2035}{0,000345}$$

$$\bar{\epsilon}_{\text{kim,C}} = 410196 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} = \frac{410196}{12} \frac{\text{kJ/kmol}}{\text{kg/kmol}} = 34183 \text{ kJ/kg}$$

Hidrojenin Kimyasal Ekserjisi: Hidrojen ile oksijenin reaksiyonu sonucu yanma ürünü olarak H₂O açığa çıkar.



Denklem (5.2) kullanılarak hidrojenin kimyasal ekserjisi aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$\bar{\epsilon}_{\text{kim,H}_2} = \bar{g}_{\text{H}_2} + \frac{1}{2} \bar{g}_{\text{O}_2} - \bar{g}_{\text{H}_2\text{O}} + \bar{R}T_0 \ln \frac{(y_{\text{O}_2}^f)^{1/2}}{y_{\text{H}_2\text{O}}^f} \quad (5.2)$$

$$\bar{\epsilon}_{\text{kim,H}_2} = 0 + 0 - (-228582) + 8,3143 \cdot 298 \cdot \ln \frac{\sqrt{0,2035}}{0,0303}$$

$$\bar{\epsilon}_{\text{kim,H}_2} = 235273 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} = \frac{235273}{2} \frac{\text{kJ/kmol}}{\text{kg/kmol}} = 117637 \text{ kJ/kg}$$

Yakıtın Kimyasal Ekserjisi: Yakıtın kimyasal ekserjisi, C ve H₂ 'nin ayrı ayrı hesaplanan kimyasal ekserji değerleri ve bu elementlerin yakıt içerisindeki kütle oranları kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\epsilon_y = 0,839 \cdot \epsilon_{\text{kim,C}} + 0,138 \cdot \epsilon_{\text{kim,H}_2}$$

$$\epsilon_y = 0,839 \cdot 34183 + 0,138 \cdot 117637$$

$$\epsilon_y = 44914 \text{ kJ/kg}$$

Kullanılan yakıtın (motorin) ekserji içeriği Çizelge 5.3'te sunulmuştur.

Çizelge 5.3 Yakıtın ekserji içeriği.

Elementler	m_{fi}	Ekserji, ε_i (kJ/kg)	$m_{fi} \cdot \varepsilon_i$ (kJ/kg yakıt)
C	0,839	34183	28680
H	0,138	117637	16234
Toplam			44914

Çeşitli yük değerlerine ait yakıt ekserjileri Çizelge 5.4 ve Çizelge 5.5’de sunulmuştur.

Çizelge 5.4 Turbo 1 için farklı yük şartlarında yakıt ekserjisi.

Tork daN.m	Devir 1/dak	Yakıt Tüketimi kg/h	Yakıt Ekserjisi kW
292	1510	151,6	1891,38
443	1510	198,1	2471,52
574	1510	241,5	3012,98
856	1510	332,5	4148,31
1118	1522	441,7	5510,70

Çizelge 5.5 Turbo 2 için farklı yük şartlarında yakıt ekserjisi.

Tork daN.m	Devir 1/dak	Yakıt Tüketimi kg/h	Yakıt Ekserjisi kW
287	1510	140,6	1754,14
445	1530	190,2	2372,96
576	1510	230,4	2874,50
849	1528	326,8	4077,19
1140	1515	425,7	5311,08

5.1.2. Efektif Güç Ekserjisi

Efektif güç ekserjisi, aynı zamanda faydalı güce eşit olduğundan test sırasında ölçülmüş olan güç değerleri, efektif güç ekserjisi olarak kullanılmıştır.

$$\dot{\epsilon}_w=1808,3 \text{ kW}$$

Her iki motor için yapılan testlerde aynı hızda farklı yük şartları için ölçülmüş efektif güç değerleri Çizelge 5.6 ve Çizelge 5.7’de sunulmuştur.

Çizelge 5.6 Turbo 1 için farklı yük şartlarında efektif güç ekserjisi.

Tork daN.m	Devir 1/dak	Efektif Güç Ekserjisi kW
292	1510	469,98
443	1510	711,684
574	1510	919,818
856	1510	1372,64
1118	1522	1808,304

Çizelge 5.7 Turbo 2 için farklı yük şartlarında efektif güç ekserjisi.

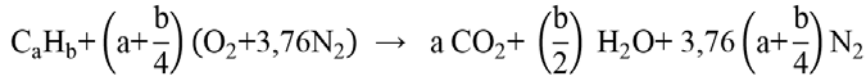
Tork daN.m	Devir 1/dak	Efektif Güç Ekserjisi kW
287	1510	461,028
445	1510	723,62
576	1510	923,548
849	1510	1376,37
1140	1522	1830,684

5.1.3. Egzoz Ekserjisi

Egzoz ekserjisinin hesaplanmasında ilk adım olarak teorik ve gerçek yanma denklemleri elde edilmiştir. Seçilen yük değeri için, testlerde ölçülen hava ve yakıt debileri kullanılarak her yanma ürünü için tek tek hesaplamalar yapılmış ve yanma ürünlerinin ekserjileri bulunmuştur.

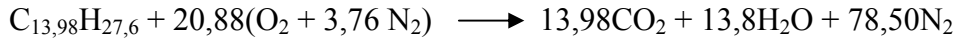
Yanma Denklemlerinin Elde Edilmesi: Egzoz ekserjisi hesaplamalarına öncelikle testlerde kullanılan yakıtın teorik ve gerçek yanma denklemleri bulunarak başlanmıştır. Daha sonra seçilen yük değeri için ölçülen hava debileri kullanılarak hava fazlalık katsayısı bulunmuş ve gerçek yanma denklemi elde edilmiştir.

C_aH_b hidrokarbonu için teorik yanma denklemi (Kotas 1995);



şeklindedir.

Bu denklem testlerde kullanılan yakıt için uygulandığında, teorik yanma denklemi aşağıdaki gibi olacaktır.



Teorik yanma denkleminden yola çıkarak teorik ve gerçek hava-yakıt oranı aşağıdaki gibi bulunmuştur.

Teorik hava-yakıt oranı:

$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{teorik}} = \frac{20,88 (4,76 \cdot 28,97)}{13,98 \cdot 12 + 27,6} = 14,738 \quad \text{olarak hesaplanmıştır.}$$

Gerçek hava-yakıt oranı:

Seçilen yük değerinde yapılan ölçümlerde elde edilen yakıt ve hava debileri aşağıdaki gibidir.

$$\dot{m}_{\text{yakıt}}=441,7 \text{ kg/h}$$

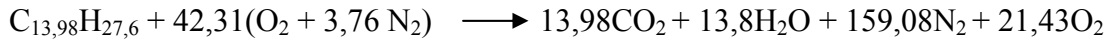
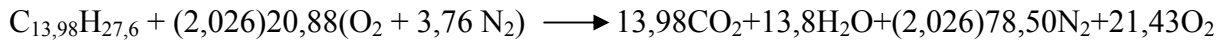
$$\dot{m}_{\text{hava}}=13192 \text{ kg/h}$$

$$\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{gerçek}} = \frac{13192}{441,7} = 29,866 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Hava fazlalık katsayısı:

$$\lambda = \frac{\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{gerçek}}}{\left(\frac{H}{Y}\right)_{\text{teorik}}} = \frac{29,866}{14,738} = 2,026 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

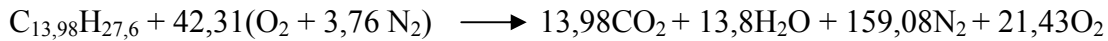
Hesaplanan hava fazlalık katsayısı kullanılarak gerçek yanma denklemi aşağıdaki gibi bulunmuştur.



olarak bulunmuştur.

Yanma ürünlerinin ekserjileri: Yanma ürünlerinin ekserjilerinin hesaplanması için yanma ürünlerinin egzoz gazı içerisindeki kütle oranları bulunmalıdır.

Yanma ürünlerinin kütleleri:



$$(M_{CO_2} = 44\text{kg/kmol}, M_{H_2O} = 18\text{kg/kmol}, M_{N_2} = 28\text{kg/kmol}, M_{O_2} = 32 \text{ kg/kmol})$$

Gerçek yanma denkleminden yola çıkarak yanma ürünlerinin toplam kütlesi ve yanma ürünlerinin kütle oranları aşağıdaki gibi bulunmuştur:

$$M_{\text{top}} = 13,98(44) + 13,8(18) + 159,08(28) + 21,43(32) = 6003,61 \text{ kg}$$

Yanma ürünlerinin kütle oranları;

$$m_{f_i} = \frac{M_i}{M_{top}} \quad (5.3)$$

denklemini kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$m_{f_{CO_2}} = \frac{13,98(44)}{6003,61} = \%10,25$$

$$m_{f_{H_2O}} = \frac{13,8(18)}{6003,61} = \%4,14$$

$$m_{f_{N_2}} = \frac{160(28)}{6003,61} = \%74,19$$

$$m_{f_{O_2}} = \frac{21,68(32)}{6003,61} = \%11,42$$

Yanma ürünlerinin kütle oranları tüm devirler için hesaplanmış ve Çizelge 5.8 ile Çizelge 5.9'da sunulmuştur.

Çizelge 5.8 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında ürün kütle oranları.

Ürünlerin Toplam Çıkış Debisi kg/h	CO₂	H₂O	N₂	O₂
4223,4	0,1112	0,0449	0,7398	0,1040
5762,5	0,1065	0,0430	0,7409	0,1095
7044,7	0,1062	0,0429	0,7410	0,1098
9988,7	0,1032	0,0417	0,7418	0,1134
13361,0	0,1025	0,0417	0,7419	0,1142

Çizelge 5.9 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında ürün kütle oranları.

Ürünlerin Toplam Çıkış Debisi kg/h	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
4308,7	0,1011	0,0408	0,7422	0,1158
5882,2	0,1002	0,0405	0,7425	0,1168
7251,4	0,0985	0,0398	0,7429	0,1189
10350,6	0,0979	0,0395	0,7430	0,1196
13637,4	0,0967	0,0391	0,7433	0,1209

Yanma ürünlerinin gerçek kütleleri: Motora giren yakıt ve havanın egzoz çıkışında %2 kayıpla çıktığı kabul edilirse ürünlerin toplam gerçek kütlesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır. Yanma ürünlerinin egzoz gazı içerisindeki kütle oranları ve toplam çıkan egzoz kütlesi kullanılarak ürünlerin gerçek kütleleri hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_{\text{top,g}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} + \dot{m}_{\text{hava}} \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_{\text{top,g}} = 441,7 + 13192 = 13633,7 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{\text{top,ç}} = \dot{m}_{\text{top,g}} \cdot 0,98$$

$$\dot{m}_{\text{top,ç}} = 13633,7 \cdot 0,98 = 13361 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = 13361 \cdot 0,1025 = 1368,95 \text{ kg/h} = 0,3803 \text{ kg/s} \quad \dot{n}_{\text{CO}_2} = 0,3803/44 = 0,00864 \text{ kmol/s}$$

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 13361 \cdot 0,0414 = 552,81 \text{ kg/h} = 0,1536 \text{ kg/s} \quad \dot{n}_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1536/18 = 0,00853 \text{ kmol/s}$$

$$\dot{m}_{\text{N}_2} = 13361 \cdot 0,7419 = 9912,88 \text{ kg/h} = 2,7536 \text{ kg/s} \quad \dot{n}_{\text{N}_2} = 2,7536/28 = 0,0983 \text{ kmol/s}$$

$$\dot{m}_{\text{O}_2} = 13361 \cdot 0,1142 = 1526,38 \text{ kg/h} = 0,4240 \text{ kg/s} \quad \dot{n}_{\text{O}_2} = 0,4240/32 = 0,0133 \text{ kmol/s}$$

Yanma ürünlerinin kütle oranları tüm devirler için hesaplanmış ve Çizelge 5.10 ile Çizelge 5.11’de sunulmuştur.

Çizelge 5.10 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında birim zamandaki mol değerleri.

CO ₂ kmol/s	H ₂ O kmol/s	N kmol/s	O ₂ kmol/s
0,00297	0,00293	0,03100	0,00381
0,00388	0,00383	0,04236	0,00548
0,00473	0,00466	0,05179	0,00672
0,00651	0,00642	0,07350	0,00983
0,00864	0,00853	0,09834	0,01325

Çizelge 5.11 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında birim zamandaki mol değerleri.

CO ₂ kmol/s	H ₂ O kmol/s	N ₂ kmol/s	O ₂ kmol/s
0,00275	0,00272	0,03173	0,00433
0,00372	0,00367	0,04333	0,00597
0,00451	0,00445	0,05344	0,00748
0,00639	0,00631	0,07630	0,01074
0,00833	0,00822	0,10056	0,01431

Yanma Ürünlerinin Ekserjileri: Yanma ürünlerinin ekserjileri hesaplanırken kullanılan termodinamik özellik değerleri (Çengel and Boles 2008)’dan alınmıştır. Yanma ürünlerinin çıkış sıcaklığı ve ortam sıcaklığı, seçilen yük değeri için motor test verilerinden alınmıştır. Alınan veriler ile birlikte denklem 3.18 ve denklem 3.27 kullanılarak hesaplanmıştır.

Karbondioksit (CO₂)’nin toplam ekserjisi:

$$M_{CO_2} = 44 \text{ kg/kmol}$$

$$T_1 = 536^\circ\text{C} + 273 = 809 \text{ K}$$

$$\bar{h}_1 = 32642,5 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_1 = 257,984 \text{ kJ/kmol.K}$$

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

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

$$\bar{s}_0 = 213,685 \text{ kJ/kmol.K}$$

Termomekaniksel ekserji;

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

$$\bar{e}_{\text{tm,CO}_2} = (32642,5 - 9364) - 298(257,984 - 213,685)$$

$$\bar{e}_{\text{tm,CO}_2} = 10077,4 \text{ kJ/kmol}$$

Kimyasal ekserji;

Karbondioksit (CO₂)'in standart kimyasal ekserji değeri (Kotas 1995)'e göre aşağıdaki gibidir.

$$\bar{e}_{\text{kim,CO}_2} = 20140 \text{ kJ/kmol}$$

Toplam ekserji;

$$\bar{e}_{\text{top,CO}_2} = \bar{e}_{\text{tm,CO}_2} + \bar{e}_{\text{kim,CO}_2}$$

$$\bar{e}_{\text{top,CO}_2} = 10077,4 + 20140,39 = 30217,79 \text{ kJ/kmol}$$

Karbondiyoksit (CO₂) için tüm ekserji değerleri her bir yük için hesaplanmış ve Çizelge 5.12 ve Çizelge 5.13 'da belirtilmiştir.

Çizelge 5.12 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında (CO₂) ekserjisi.

Tork daN.m	Egzoz Sıcaklığı °C	CO ₂ Debisi kmol/s	Termomekaniksel Ekserji kJ/kmol	Kimyasal Ekserji kJ/kmol	CO ₂ İçin Toplam Egzoz Ekserjisi	
					kJ/kmol	kW
292	297	0,00297	3429,01	20140	23569,01	69,91
443	350	0,00388	4682,11	20140	24822,11	96,21
574	387	0,00473	5637,78	20140	25777,78	121,80
856	466	0,00651	7883,37	20140	28023,37	182,31
1118	536	0,00864	10077,40	20140	30217,40	261,15

Çizelge 5.13 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında (CO₂) ekserjisi.

Tork daN.m	Egzoz Sıcaklığı °C	CO ₂ Debisi kmol/s	Termomekaniksel Ekserji kJ/kmol	Kimyasal Ekserji kJ/kmol	CO ₂ İçin Toplam Egzoz Ekserjisi	
					kJ/kmol	kW
287	341	0,00275	4459,62	20140	24599,62	67,67
445	400	0,00372	5989,08	20140	26129,08	97,24
576	443	0,00451	7203,30	20140	27343,30	123,27
849	512	0,00639	9305,70	20140	29445,70	188,28
1140	600	0,00833	12231,83	20140	32371,83	269,64

Su buharı (H₂O)'nın toplam ekserjisi:

$$M_{H_2O} = 18 \text{ kg/kmol}$$

$$T_1 = 536 \text{ °C} + 273 = 809 \text{ K}$$

$$\bar{h}_1 = 28245,2 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_1 = 224,126 \text{ kJ/kmol.K}$$

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

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

$$\bar{s}_0 = 188,720 \text{ kJ/kmol.K}$$

Termomekaniksel ekserji;

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

$$\bar{e}_{\text{tm,H}_2\text{O}} = (28245,2 - 9904) - 298(224,126 - 188,720)$$

$$\bar{e}_{\text{tm,H}_2\text{O}} = 7790,21 \text{ kJ/kmol}$$

Kimyasal ekserji;

Su buharı (H₂O)'nın standart kimyasal ekserji değeri (Kotas 1995)'e göre aşağıdaki gibidir.

$$\bar{e}_{\text{kim,H}_2\text{O}} = 11710 \text{ kJ/kmol}$$

Toplam ekserji;

$$\bar{e}_{\text{top,H}_2\text{O}} = \bar{e}_{\text{tm,H}_2\text{O}} + \bar{e}_{\text{kim,H}_2\text{O}}$$

$$\bar{e}_{\text{top,H}_2\text{O}} = 7790,47 + 11710 = 19500,21 \text{ kJ/kmol}$$

Su buharı (H₂O) için tüm ekserji değerleri her bir yük için hesaplanmış ve Çizelge 5.14 ve Çizelge 5.15 'de belirtilmiştir.

Çizelge 5.14 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında (H₂O) ekserjisi.

Tork daN.m	Egzoz Sıcaklığı °C	H ₂ O Debisi kmol/s	Termomekaniksel Ekserji kJ/kmol	Kimyasal Ekserji kJ/kmol	H ₂ O için Toplam Egzoz Ekserjisi	
					kJ/kmol	kW
292	297	0,00293	2752,21	11710	14462,21	42,35
443	350	0,00383	3713,26	11710	15423,26	59,01
574	387	0,00466	4441,70	11710	16151,70	75,34
856	466	0,00642	6138,47	11710	17848,47	114,62
1118	536	0,00853	7790,21	11710	19500,21	166,36

Çizelge 5.15 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında (H₂O) ekserjisi.

Tork daN.m	Egzoz Sıcaklığı °C	H ₂ O Debisi kmol/s	Termomekaniksel Ekserji kJ/kmol	Kimyasal Ekserji kJ/kmol	H ₂ O için Toplam Egzoz Ekserjisi	
					kJ/kmol	kW
287	341	0,00272	3543,29	11710	15253,29	41,42
445	400	0,00367	4708,14	11710	16418,14	60,31
576	443	0,00445	5625,68	11710	17335,68	77,14
849	512	0,00631	7209,38	11710	18919,38	119,42
1140	600	0,00822	9410,18	11710	21120,18	173,65

Azot (N₂)'un toplam ekserjisi:

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

$$T_1 = 536 \text{ °C} + 273 = 809 \text{ K}$$

$$\bar{h}_1 = 23995,7 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_1 = 221,259 \text{ kJ/kmol.K}$$

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

$$\bar{h}_0 = 8669 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_0 = 191,502 \text{ kJ/kmol.K}$$

Termomekaniksel ekserji;

$$\bar{\epsilon}_{\text{tm},N_2} = (\bar{h}_1 - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s}_1 - \bar{s}_0)$$

$$\bar{\epsilon}_{\text{tm},N_2} = (23995,7 - 8669) - 298(221,259 - 191,502)$$

$$\epsilon_{\text{tm},N_2} = 6459,11 \text{ kJ/kmol}$$

Kimyasal ekserji;

Azot (N_2)'un standart kimyasal ekserji değeri (Kotas 1995)'e göre aşağıdaki gibidir.

$$\bar{\epsilon}_{\text{kim},N_2} = 720 \text{ kJ/kmol}$$

Toplam ekserji;

$$\bar{\epsilon}_{\text{top},N_2} = \bar{\epsilon}_{\text{tm},N_2} + \bar{\epsilon}_{\text{kim},N_2}$$

$$\bar{\epsilon}_{\text{top},N_2} = 6459,11 + 720 = 7179,11 \text{ kJ/kmol}$$

Azot (N_2) için tüm ekserji değerleri her bir yük için hesaplanmış ve Çizelge 5.16 ve Çizelge 5.17'de belirtilmiştir.

Çizelge 5.16 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında (N₂) ekserjisi.

Tork daN.m	Egzoz Sıcaklığı °C	N ₂ Debisi kmol/s	Termomekaniksel Ekserji kJ/kmol	Kimyasal Ekserji kJ/kmol	N ₂ için Toplam Egzoz Ekserjisi	
					kJ/kmol	kW
292	297	0,03100	2323,25	720	3043,25	94,33
443	350	0,04236	3121,30	720	3841,30	162,71
574	387	0,05179	3722,30	720	4442,30	230,06
856	466	0,07350	5114,16	720	5834,16	428,83
1118	536	0,09834	6459,11	720	7179,11	706,01

Çizelge 5.17 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında (N₂) ekserjisi.

Tork daN.m	Egzoz Sıcaklığı °C	N ₂ Debisi kmol/s	Termomekaniksel Ekserji kJ/kmol	Kimyasal Ekserji kJ/kmol	N ₂ için Toplam Egzoz Ekserjisi	
					kJ/kmol	kW
287	341	0,03173	2980,92	720	3700,92	117,42
445	400	0,04333	4067,79	720	4787,79	207,44
576	443	0,05344	4638,06	720	5358,06	286,35
849	512	0,07630	5986,82	720	6706,82	511,72
1140	600	0,10056	7768,34	720	8488,34	853,62

Oksijen (O₂)'in toplam ekserjisi:

$$M_{O_2} = 32 \text{ kg/kmol}$$

$$T_1 = 536 \text{ °C} + 273 = 809 \text{ K}$$

$$\bar{h}_1 = 24827,2 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_1 = 236,188 \text{ kJ/kmol.K}$$

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

$$\bar{h}_0 = 8682 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_0 = 205,033 \text{ kJ/kmol.K}$$

Termomekaniksel ekserji;

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

$$\bar{e}_{\text{tm},\text{O}_2} = (24827,2 - 8682) - 298(236,188 - 205,033)$$

$$\bar{e}_{\text{tm},\text{O}_2} = 6861,01 \text{ kJ/kmol}$$

Kimyasal ekserji;

Oksijen (O_2)'in standart kimyasal ekserji değeri (Kotas 1995)'e göre aşağıdaki gibidir.

$$\bar{e}_{\text{kim},\text{O}_2} = 3970 \text{ kJ/kmol}$$

Toplam ekserji;

$$\bar{e}_{\text{top},\text{O}_2} = \bar{e}_{\text{tm},\text{O}_2} + \bar{e}_{\text{kim},\text{O}_2}$$

$$\bar{e}_{\text{top},\text{O}_2} = 6861,01 + 3970 = 10831,01 \text{ kJ/kmol}$$

Oksijen (O_2) için tüm ekserji değerleri her bir yük için hesaplanmış ve Çizelge 5.18 ve Çizelge 5.19 'de belirtilmiştir.

Çizelge 5.18 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında (O₂) ekserjisi.

Tork daN.m	Egzoz Sıcaklığı °C	O ₂ Debisi kmol/s	Termomekaniksel Ekserji kJ/kmol	Kimyasal Ekserji kJ/kmol	O ₂ İçin Toplam Egzoz Ekserjisi	
					kJ/kmol	kW
292	297	0,00381	2425,85	3970	6395,85	24,40
443	350	0,00548	3276,83	3970	7246,83	39,69
574	387	0,00672	3917,69	3970	7887,69	52,98
856	466	0,00983	5413,35	3970	9383,35	92,28
1118	536	0,01325	6861,01	3970	10831,01	143,51

Çizelge 5.19 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında (O₂) ekserjisi.

Tork daN.m	Egzoz Sıcaklığı °C	O ₂ Debisi kmol/s	Termomekaniksel Ekserji kJ/kmol	Kimyasal Ekserji kJ/kmol	O ₂ İçin Toplam Egzoz Ekserjisi	
					kJ/kmol	kW
287	341	0,00433	3125,01	3970	7095,01	30,72
445	400	0,00597	4153,27	3970	8123,27	48,46
576	443	0,00748	4963,14	3970	8933,14	66,84
849	512	0,01074	6353,98	3970	10323,98	110,92
1140	600	0,01431	8264,19	3970	12234,19	175,05

Tüm yanma ürünlerinin ekserjileri ve gerçek kütleleri kullanılarak aşağıdaki eşitlikten egzoz ekserjisi hesaplanmıştır.

$$\dot{\epsilon}_{eg} = \sum_i \dot{n}_i \bar{\epsilon}_{top,i} \quad (5.5)$$

$$\dot{\epsilon}_{eg} = \dot{n}_{N_2} \bar{\epsilon}_{top,N_2} + \dot{n}_{O_2} \bar{\epsilon}_{top,O_2} + \dot{n}_{H_2O} \bar{\epsilon}_{top,H_2O} + \dot{n}_{CO_2} \bar{\epsilon}_{top,CO_2}$$

$$\dot{\epsilon}_{eg} = 0,09834(7179,11) + 0,01325(10831,01) + 0,00853(19500,21) + 0,00864(30217,40)$$

$$\dot{\epsilon}_{eg}=1277,03 \text{ kJ/s}=1277,03 \text{ kW}$$

Toplam egzoz ekserjisi değerleri her bir yk için hesaplanıp Çizelge 5.20 ve Çizelge 5.21 ‘de belirtilmiştir.

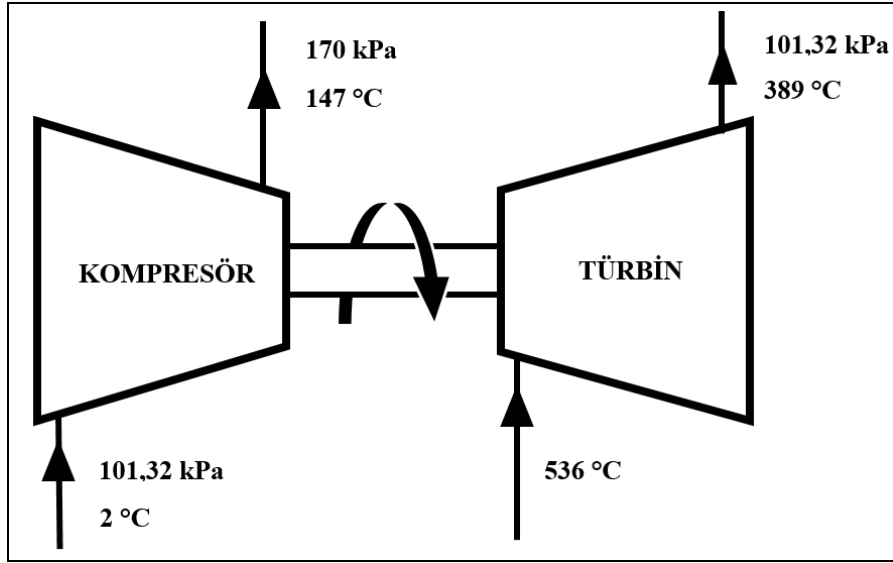
Çizelge 5.20 Turbo no:1 için farklı yük Şartlarında egzoz ekserjileri.

Tork daN.m	Egzoz Sıcaklığı °C	Toplam Egzoz Ekserjisi kW
292	297	230,98
443	350	357,62
574	387	480,18
856	466	818,04
1118	536	1277,03

Çizelge 5.21 Turbo no:2 için farklı yük Şartlarında egzoz ekserjileri.

Tork daN.m	Egzoz Sıcaklığı °C	Toplam Egzoz Ekserjisi kW
287	341	257,24
445	400	413,46
576	443	553,60
849	512	930,35
1140	600	1471,97

5.1.4. Turbokompresör Üzerine Ekserji Analizinin Uygulanması



Şekil 5.1 Turbokompresördeki kütle akış şeması.

Kompresör tarafı ekserji hesapları:

Turbokompresörün kompresör kısmında havanın basınçlandırılması için gereken net güç, Denklem (5.6) kullanılarak hesaplanabilir (Çengel and Boles 2008).

$$w = \frac{kR_u T_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right] \quad (5.6)$$

k : Özgül ısıların oranı (c_p/c_v)

P_1 : Havanın kompresöre giriş basıncı (kPa)

P_2 : Havanın kompresörden çıkış basıncı (kPa)

T_1 : Havanın kompresöre giriş sıcaklığı (K)

Turbo no:1 kullanan motor için tam yükte ölçülen değerler kullanılarak kompresör işi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$w = \frac{1.4 \cdot 0,287(299)}{1.4 - 1} \left[1 - \left(\frac{200}{101,32} \right)^{\frac{(1.4 - 1)}{1.4}} \right]$$

$$w = -93,70 \text{ kJ/kg}$$

Bulunan w değeri kütleli debi ile çarpıldığında kompresör işi aşağıdaki gibi bulunur.

$$\dot{e}_{\text{comp}} = -93,70 \cdot 3,71 = -347,75 \text{ kW}$$

Aynı yöntem kullanılarak her iki motor üzerinde tüm yük şartlarındaki kompresör işi için sonuçlar, Çizelge 5.22 ve Çizelge 5.23’de verilmiştir.

Türbin tarafı ekserji hesapları:

Turbokompresörün türbin kısmında egzoz gazından çekilen ekserji, Denklem (5.7) kullanılarak hesaplanabilir (Çengel and Boles 2008).

$$W_{\text{tr}} = m \cdot ((h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)) \quad [\text{kW}] \quad (5.7)$$

Türbin içerisinden geçen egzoz gazı içerisindeki tüm ürünler için türbin giriş ve çıkışı arasındaki ekserji farkları tek tek hesaplanmıştır.

Karbondioksit (CO_2) için ekserji değişimi;

$$W_{\text{tr,CO}_2} = m_{\text{CO}_2} ((h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1))$$

$$W_{\text{tr,CO}_2} = 0,00864 ((32642,5 - 22706,6) - 275(257,984 - 243,905)) = 52,414 \text{ kW}$$

Su buharı (H_2O) için ekserji değişimi;

$$W_{\text{tr,H}_2\text{O}} = m_{\text{H}_2\text{O}} ((h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1))$$

$$W_{\text{tr,H}_2\text{O}} = 0,00853 ((28245,2 - 20474,6) - 275(224,126 - 213,042)) = 40,299 \text{ kW}$$

Oksijen (O_2) için ekserji değişimi;

$$W_{\text{tr,O}_2} = m_{\text{O}_2} ((h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1))$$

$$W_{tr,O_2} = 0,01325 ((24827,2 - 17993,2) - 275(236,188 - 226,452)) = 55,062 \text{ kW}$$

Azot (N₂) için ekserji değişimi;

$$W_{tr,N_2} = m_{N_2} ((h_2-h_1) - T_0(s_2-s_1))$$

$$W_{tr,N_2} = 0,098343 ((23915,7 - 19441) - 275(221,259 - 215,046)) = 272,029 \text{ kW}$$

Toplam ekserji değişimi;

$$W_{top} = W_{tr,CO_2} + W_{tr,H_2O} + W_{tr,O_2} + W_{tr,N_2}$$

$$W_{top} = 52,414 + 40,299 + 55,062 + 272,029 = 419,803 \text{ kW}$$

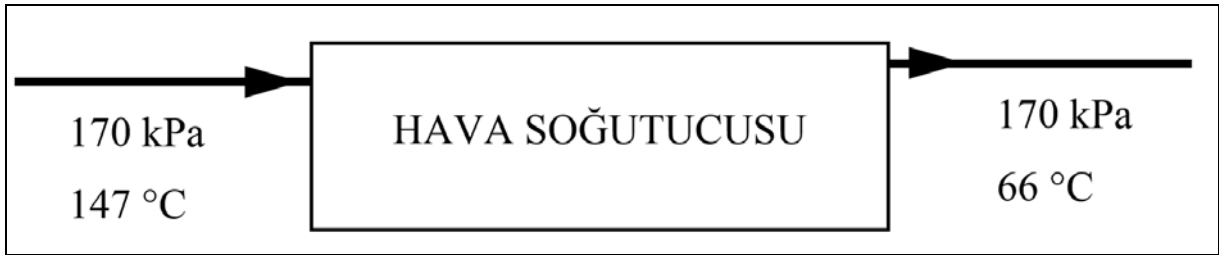
Çizelge 5.22 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında kompresör ve türbin ekserjileri

Tork daN.m	Kompresör ekserjisi kW	Türbin ekserjisi kW	Turbokompresör verimi Ψ_{turbo}
292	32,36	36,359	0,89
443	62,91	68,247	0,89
574	97,90	108,776	0,90
856	204,11	226,789	0,90
1118	396,25	435,440	0,91

Çizelge 5.23 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında kompresör ve türbin ekserjileri

Tork daN.m	Kompresör ekserjisi kW	Türbin ekserjisi kW	Turbokompresör verimi Ψ_{turbo}
287	35,17	41,358	0,85
445	78,74	88,188	0,89
576	137,20	152,195	0,90
849	291,30	322,000	0,91
1140	577,212	627,404	0,92

5.1.5. Hava Soğutucu Üzerine Ekserji Analizinin Uygulanması



Şekil 5.2 Hava soğutucusundaki kütle akış şeması

Motor üzerinde yer alan hava soğutucusu giriş ve çıkışından alınan değerler kullanılarak hava soğutucusuna ekserji dengesi uygulanmıştır. Hava soğutucusu ile havadan alınan ekserji Denklem (5.8) ve Denklem (5.9) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$W_{tr,hs} = (h_2 - h_1) - T_o(s_2 - s_1) \quad [kJ/kg] \quad (5.8)$$

$$W_{tr,hs} = (421,26 - 339,412) - 275(2,0414 - 1,825) = 22,338 \text{ kJ/kg}$$

$$\epsilon_{hs} = m \cdot W_{tr,hs} \quad [kW] \quad (5.9)$$

$$\epsilon_{hs} = 3,664 \text{ kg/s} \cdot 22,338 \text{ kJ/kg} = 81,84 \text{ kW}$$

Hava soğutucusundan çıkıp motora emilen hava üzerindeki ekserji Denklem (5.10) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\epsilon_{\text{hava}} = m((h_1 - h_0) - T_o (s_1 - s_0)) \quad [\text{kW}] \quad (5.9)$$

$$\epsilon_{\text{hava}} = 3,664((421,26 - 275,12) - 275(2,0414 - 1,615)) = 105,81 \text{ kW}$$

Hava soğutucusunda havadan alınan ekserji değeri ve motora giren havanın ekserjileri Çizelge (5.24) ve Çizelge (5.25)'te verilmiştir.

Çizelge 5.24 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında hava soğutucusundan çekilen ekserji ve motora giren havanın ekserjileri

Tork daN.m	Giriş Sıcaklığı K	Çıkış Sıcaklığı K	Çevre Sıcaklığı K	Hava Debisi kg/s	Ekserji farkı kW	Giriş havası ekserjisi kW
292	320	297	275	1,155	2,90	3,92
443	343	313	275	1,578	7,71	11,48
574	352	318	275	1,930	11,92	17,73
856	388	332	275	2,739	36,50	50,91
1118	420	339	275	3,664	81,84	105,81

Çizelge 5.25 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında hava soğutucusundan çekilen ekserji ve motora giren havanın ekserjileri

Tork daN.m	Giriş Sıcaklığı K	Çıkış Sıcaklığı K	Çevre Sıcaklığı K	Hava Debisi kg/s	Ekserji farkı kW	Giriş havası ekserjisi kW
287	331	313	291	1,182	2,12	2,78
445	361	321	291	1,614	9,62	11,75
576	380	323	291	1,991	19,39	22,55
849	406	328	291	2,843	45,97	51,53
1140	430	336	291	3,747	84,26	95,62

5.1.6. Ekserji Yıkımı

Bir sistemde tersinmez prosesler nedeniyle kullanılabilir enerji proses boyunca azalırken kayıp ekserji (kayıp kullanılabilir enerji) sistemin giriş ve çıkışındaki ekserji değerleri arasındaki farka eşittir. Ekserji yıkımını hesaplamak için hesaplanan tüm ekserji değerleri, denklemde yerlerine konular ve $\dot{\epsilon}_{yıkım}$ çekilerek ekserji yıkımı bulunur. Seçilen yük değeri için ekserji yıkımı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

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

$$\text{Sisteme giren ekserji} \quad : \quad \dot{m}_h \epsilon_h + \dot{m}_y \epsilon_y$$

$$\text{Sistemden çıkan ekserji} \quad : \quad \dot{m}_ç \epsilon_{eg} + \dot{\epsilon}_w$$

$$\text{Ekserji yıkımı (tersinmezlik)} \quad : \quad \dot{\epsilon}_{yıkım}$$

$$\text{Sistemdeki ekserji değişimi} \quad : \quad 0 \text{ (Sürekli açık sistem kabulü)}$$

$$\dot{\epsilon}_{yıkım} = \dot{m}_h \epsilon_h + \dot{m}_y \epsilon_y - \dot{m}_ç \epsilon_{eg} - \dot{\epsilon}_w$$

$$\dot{\epsilon}_{yıkım} = 5510,70 + 105,81 - 1277,03 - 1808,304 = 2531,176 \text{ kW}$$

Çizelge 5.26 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında ekserji yıkımı.

Tork daN.m	Toplam Giren Ekserji kW	Toplam Efektif Güç + Egzoz Ekserjisi kW	Ekserji Yıkımı kW
292	1895,30	700,96	1194,34
443	2482,99	1069,31	1413,69
574	3030,71	1400,00	1630,71
856	4199,22	2190,68	2008,54
1118	5616,51	3085,33	2531,18

Çizelge 5.27 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında ekserji yıkımı.

Tork daN.m	Toplam Giren Ekserji kW	Toplam Efektif Güç + Egzoz Ekserjisi kW	Ekserji Yıkımı kW
287	1756,93	718,27	1038,66
445	2384,71	1137,08	1247,63
576	2897,05	1477,15	1419,90
849	4128,72	2306,72	1822,00
1140	5406,70	3302,65	2104,05

5.1.7. Ekserji Verimi

Motorun ekserji verimi, net efektif güç ekserjisinin yakıt ekserjisine oranı kullanılarak bulunmuştur.

$$\psi = \frac{\dot{\epsilon}_W}{\dot{\epsilon}_Y}$$

$$\psi = \frac{1808,3}{5616,51} = 0,322$$

$\psi=0\%32,2$ olarak hesaplanmıştır.

Motorun ekserji verimi tüm yük değerleri için hesaplanarak Çizelge 5.30 ve Çizelge 5.31’de sunulmuştur.

Çizelge 5.28 Turbo no:1 için farklı yük şartlarında ekserji bilançosu.

Tork daN.m	Giren Ekserji kW	Efektif Güç Ekserjisi %	Egzoz Ekserjisi %	Ekserji Yıkımı %
292	1895,30	24,80	12,19	63,02
443	2482,99	28,66	14,40	56,93
574	3030,71	30,35	15,84	53,81
856	4199,22	32,69	19,48	47,83
1118	5516,51	32,20	22,74	45,07

Çizelge 5.29 Turbo no:2 için farklı yük şartlarında ekserji bilançosu.

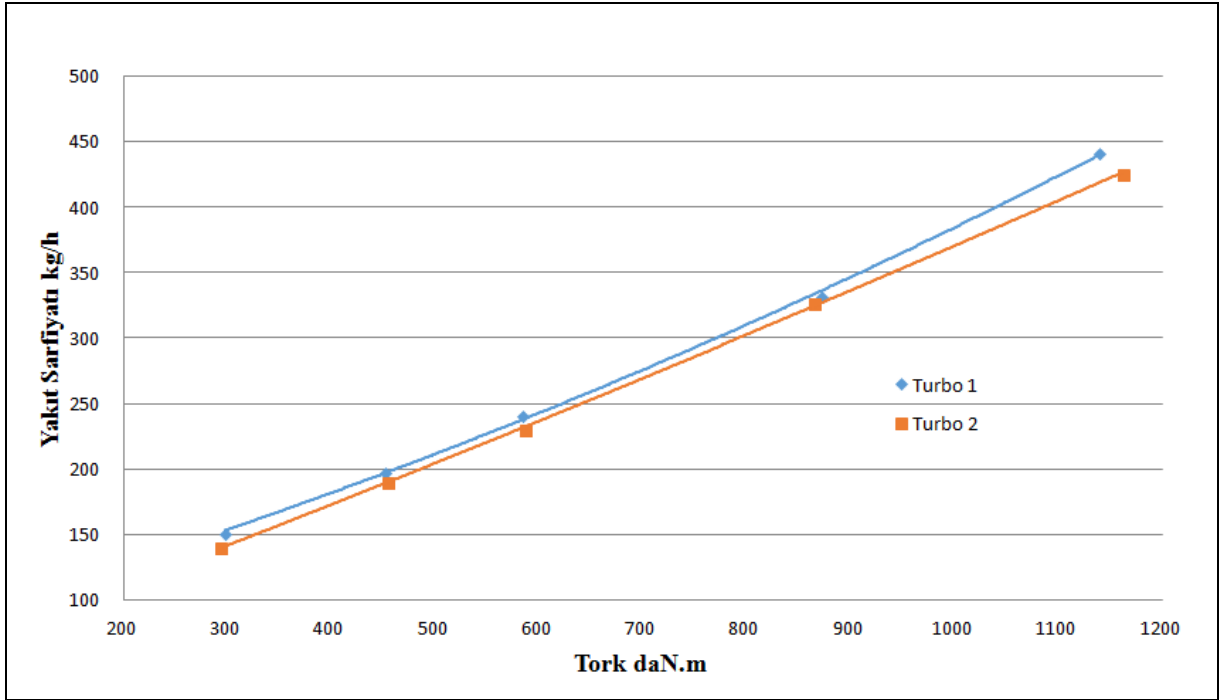
Tork daN.m	Giren Ekserji kW	Efektif Güç Ekserjisi %	Egzoz Ekserjisi %	Ekserji Yıkımı %
287	1756,93	26,24	14,64	59,12
445	2384,71	30,34	17,34	52,32
576	2897,05	31,88	19,11	49,01
849	4128,72	33,34	22,53	44,13
1140	5406,70	33,86	27,22	38,92

BÖLÜM 6

BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

6.1. YAKIT SARFIYATI

Motora uygulanan farklı yük değerleri için yakıt sarfiyatı ölçümleri Şekil 6.1 'de verilmiştir. Turbo no:1 ve Turbo no:2 uygulanan motorlara 1500 1/dak sabit hız ve 5 farklı yük değeri için yapılan testlerde, maksimum yükte 2 no'lu turboya ait yakıt sarfiyatının 1 no'lu turbonun yakıt sarfiyatına göre % 3,8 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

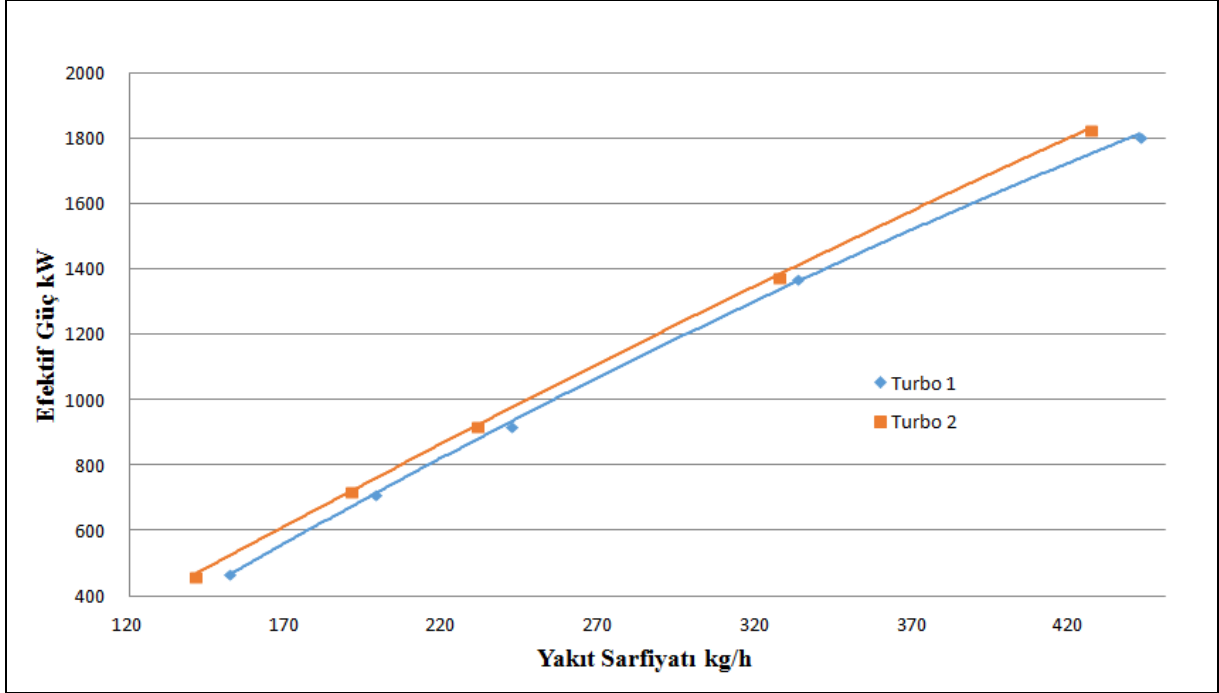


Şekil 6.1 Farklı yük değerleri için yakıt sarfiyatı.

6.2. EFEKTİF GÜÇ

Yakıt sarfiyatına göre alınan efektif güç değerleri Turbo no:1 ve Turbo no:2 kullanılan motorlar için Şekil 6.2'de verilmiştir. 1500 1/dak sabit hız ve 5 farklı yük değeri için elde

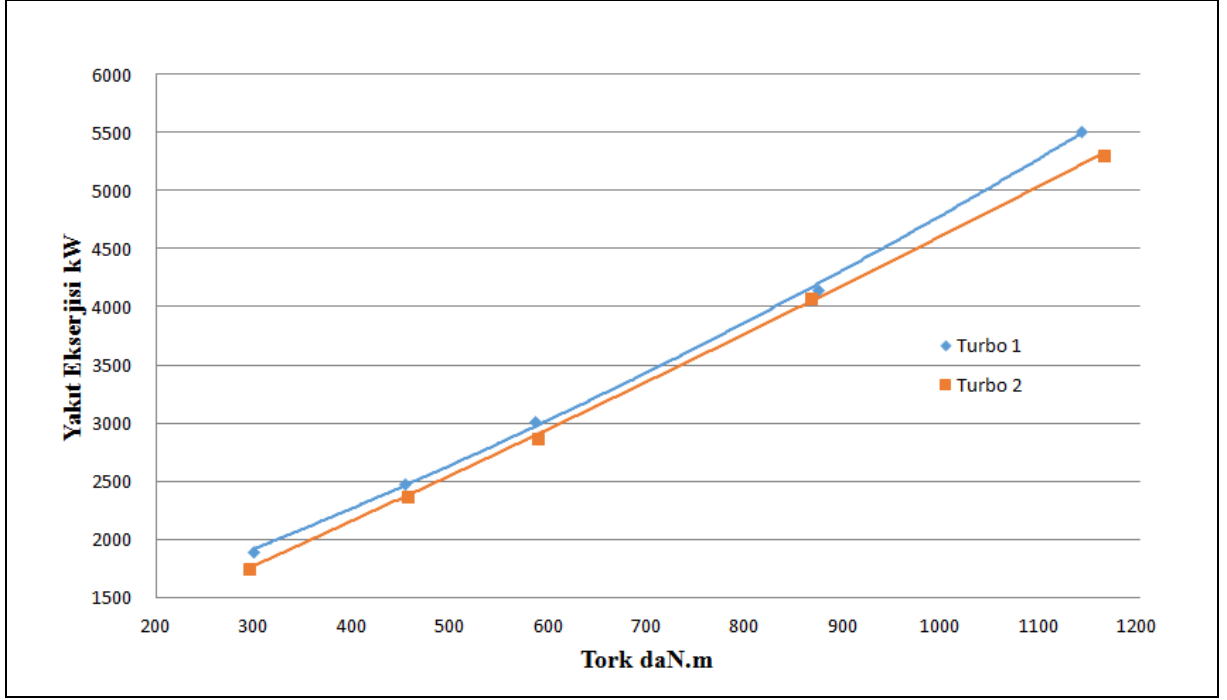
edilen test sonuçlarına göre motorun yakıt tüketimi arttıkça motordan alınan net efektif güç değerlerinin arttığı görülmektedir. Elde edilen sonuçlara göre 425 kg/h yakıt debisi için karşılaştırmalar yapılmış ve Turbo no:2 kullanılan motordan alınan net efektif gücün, Turbo no:2 kullanılan motora göre % 4 daha fazla olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 6.2 Farklı Yakıt Sarfıyatı değerleri için efektif güç.

6.3. YAKIT EKSERJİSİ

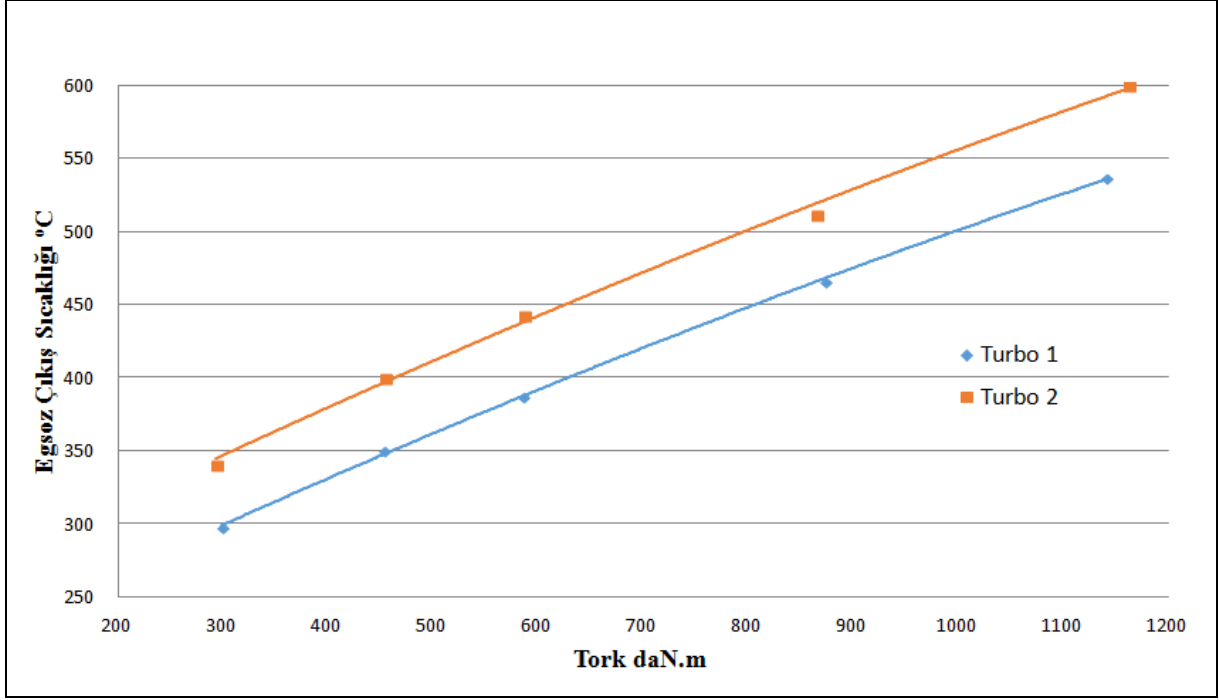
Uygulanan yük değerlerine göre yakıt ekserjileri Şekil 6.3'te verilmiştir. Uygulanan yük değerleri arttığında, yakıt tüketimine bağlı olarak yakıt ekserjilerinin arttığı gözlemlenmiştir. 5 farklı yük değeri için Turbo no:1 ve Turbo no:2 kullanılan motorların yakıt ekserjileri karşılaştırıldığında tam yükte Turbo no:2'nin kullanıldığı motordaki yakıt ekserjisi değerinin Turbo no:1 kullanılan motora göre % 3,8 daha düşük ekserji miktarıyla aynı gücü üretebildiği görülmüştür.



Şekil 6.3 Farklı yük değerleri için yakıt ekserjileri.

6.4. EGZOZ SICAKLIKLARI

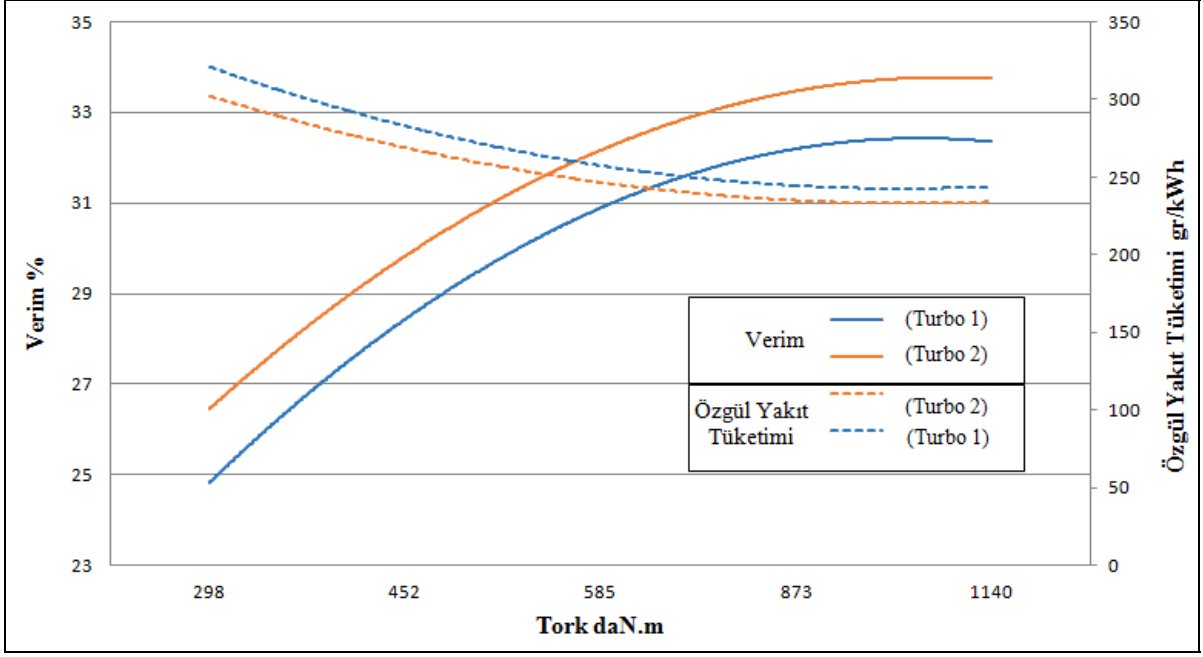
Uygulanan yük değerlerine göre egzoz gazı sıcaklıkları Şekil 6.4'te verilmiştir. Uygulanan yük değerleri arttığında, yakıt tüketiminin artmasına bağlı olarak motor içerisinde daha fazla yakıt yanmakta ve egzoz gazı sıcaklıkları artmaktadır. 5 farklı yük değeri için Turbo no:1 ve Turbo no:2 kullanılan motorların egzoz sıcaklıkları karşılaştırıldığında tam yükte Turbo no:2'nin kullanıldığı motorun egzoz çıkış sıcaklığının Turbo no:1 kullanan motora göre %11.9 daha yüksek olduğu saptanmıştır.



Şekil 6.4 Farklı yük değerleri için egzoz çıkış sıcaklıkları.

6.5. EKSERJİ VERİMİ

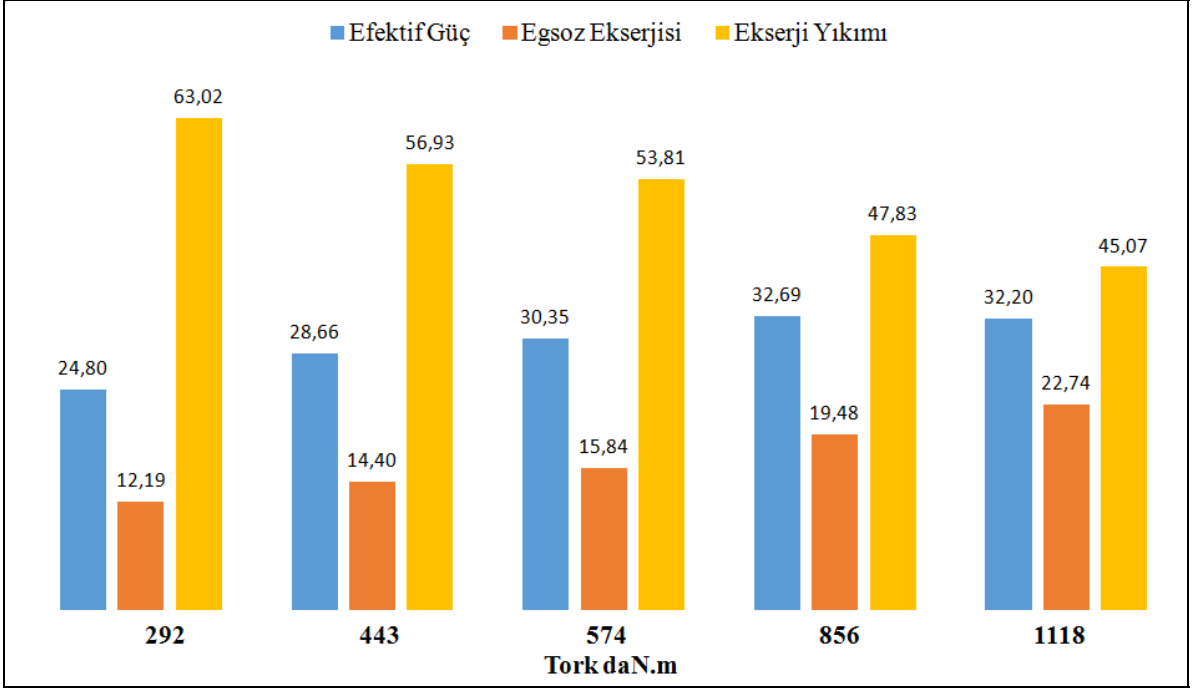
Farklı yük değerleri uygulandığında elde edilen test verileri kullanılarak hesaplanan ekserji verimi değerleri, her iki motor için Şekil 6.7’de verilmiştir. Her iki motor için de 5 farklı yük değeri için yapılan testlerde tam yükte ekserji verimleri Turbo no:1 kullanan motor için % 32,2 ve Turbo no:2 kullanan motor için ise %33,86 olarak hesaplanmıştır. Yine tam yük değerleri için Turbo no:2 kullanan motorun Turbo no:1 kullanan motora göre ekserji veriminin %5 daha fazla olduğu görülmüştür.



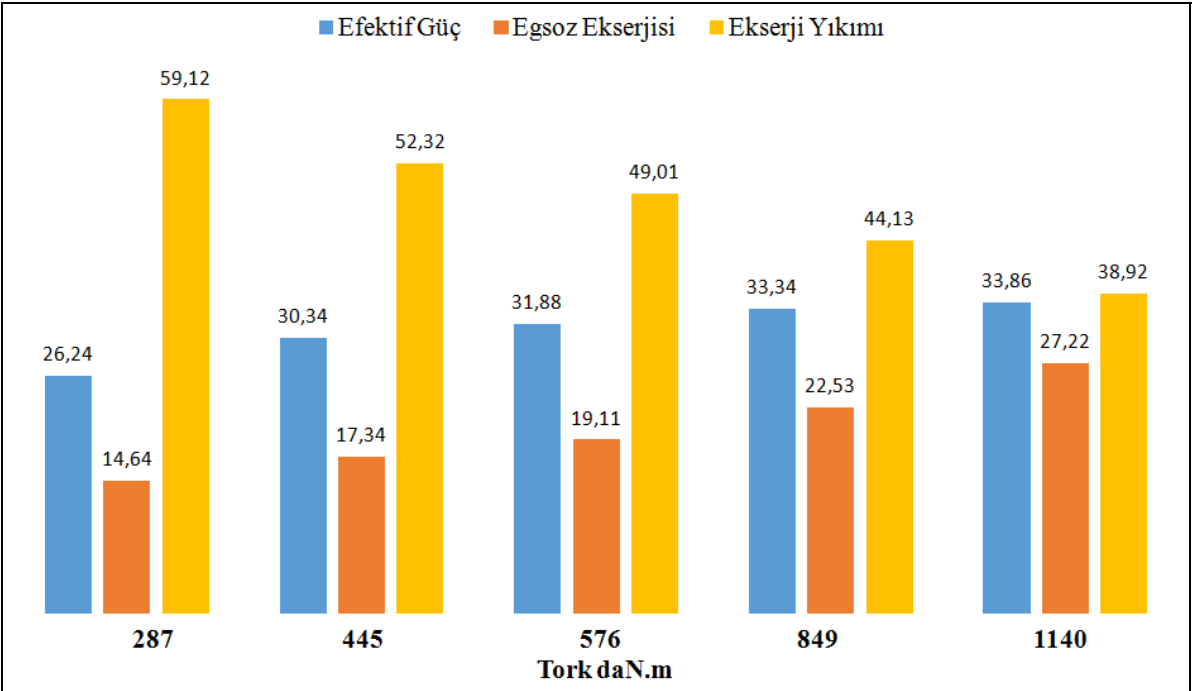
Şekil 6.5 Farklı yük değerleri için ekserji verimi.

6.6. YÜZDELİK EKSERJİ DAĞILIMI

Farklı yük değerleri uygulandığında elde edilen test verileri kullanılarak yapılan tüm hesaplamalar sonucunda elde edilen yüzdeler ekserji dağılımları Şekil 6.8 ve Şekil 6.9'da verilmiştir. Her iki motor içinde yüzdeler ekserji dağılımında en büyük değerin ekserji yıkımı olduğu, bir başka deyişle tam yükte Turbo no:1 kullanan motor için ekserji giren ekserjinin %45'i, Turbo no:2 kullanan motor için ise giren ekserjinin %39'unun ekserji yıkımı ile kayba uğradığı görülmüştür.



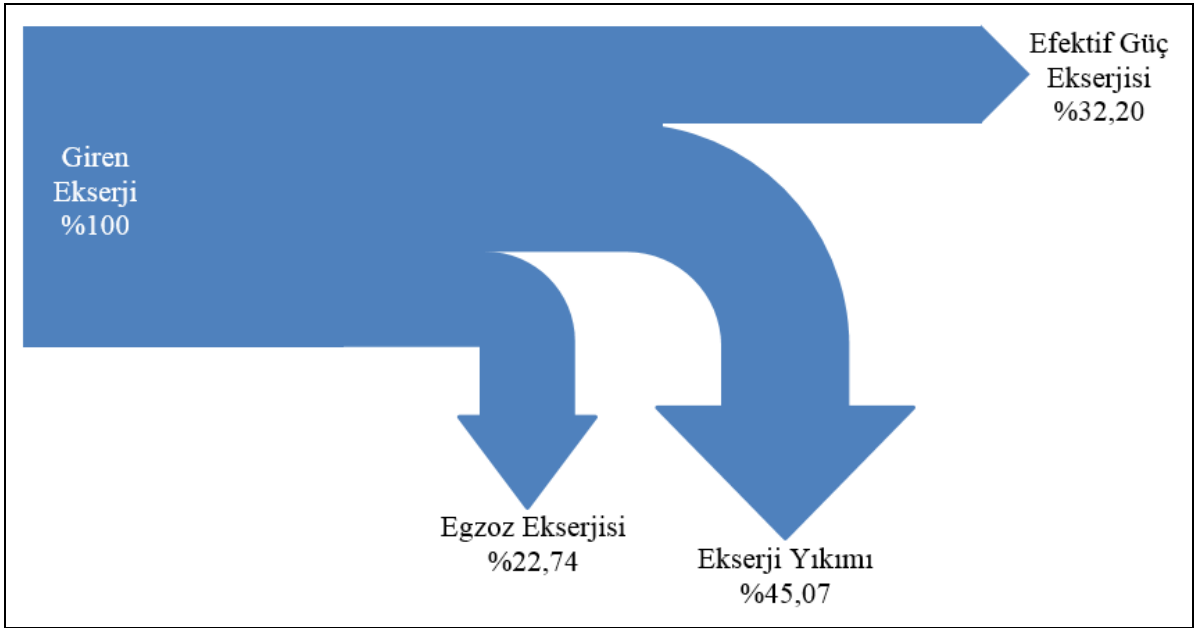
Şekil 6.6 Turbo no:1 kullanan motor için farklı yük değerlerinde yüzdelerik ekserji dağılımı.



Şekil 6.7 Turbo no:2 kullanan motor için farklı yük değerlerinde yüzdelerik ekserji dağılımı.

6.7. TURBO NO:1 KULLANAN MOTOR İÇİN GRASSMANN (EKSERJİ) DİYAGRAMI

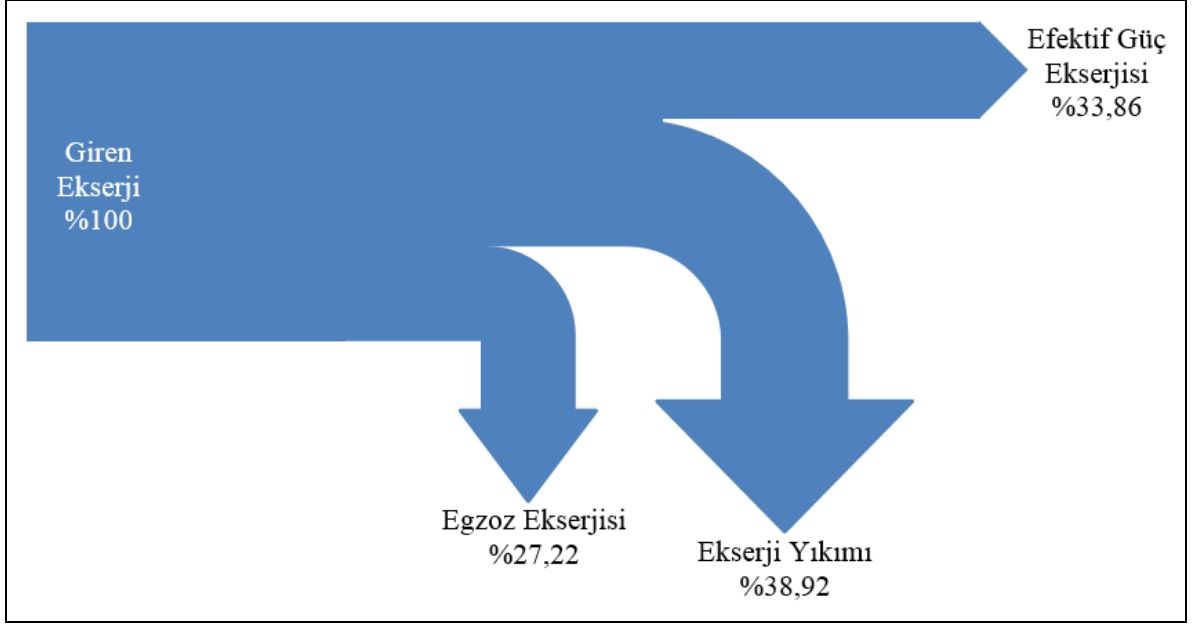
Turbo no:1 kullanan motor için sabit 1500 d/dk ve tam yük için alınan veriler ile yapılan hesaplamaların sonucu olarak oluşturulan Grassmann diyagramı Şekil 6.10'da verilmiştir. Bu diyagramda motora giren yakıt miktarı ile giren ekserji esas alınmış ve diğer ekserjilerin miktar ve oranları gösterilmiştir. Diyagrama göre giren ekserjinin %45,08'si ekserji yıkımı ile kaybolmuş, %32,2'si efektif güç, %22,74'ü egzoz ekserjisi olarak karşımıza çıkmıştır.



Şekil 6.8 Tam yükte Turbo no:1 kullanan motor için Grassmann (Ekserji) diyagramı.

6.8. TURBO NO:2 KULLANAN MOTOR İÇİN GRASSMANN (EKSERJİ) DİYAGRAMI

Turbo no:2 kullanan motor için sabit 1500 d/dk ve tam yük için alınan veriler ile yapılan hesaplamaların sonucu olarak oluşturulan Grassmann diyagramı Şekil 6.11'de verilmiştir. Bu diyagramda motora giren yakıt miktarı ile giren ekserji esas alınmış ve diğer ekserjilerin miktar ve oranları gösterilmiştir. Diyagrama göre giren ekserjinin %38,92'si ekserji yıkımı ile kaybolmuş, %33,86'sı efektif güç, %27,22'si egzoz ekserjisi olarak karşımıza çıkmıştır.



Şekil 6.9 Tam yükte Turbo no:1 kullanan motor için Grassmann (Ekserji) diyagramı.

BÖLÜM 7

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada 16 silindirli, 4 zamanlı, çift turbokompresör beslemeli bir lokomotif dizel motoru 2 çeşit turbokompresör bağlanarak test edilmiştir. Elde edilen veriler ışığında ekserji analizi yapılarak, turbokompresörlerin motor verimine etkilerinin tespit edilerek karşılaştırılması amaçlanmıştır. Ekserji analizi uygulanırken seçilen kontrol hacmi, sürekli akışlı açık sistem olarak kabul edilmiştir.

Hesaplanan ekserji değerlerinin yakıt ekserjisine göre değerleri Turbo no:1 için Şekil 6.8 ve Turbo no:2 için Şekil 6.9'da verilmiştir. Bu grafiklere göre tam yük şartlarında 2 no'lu turbonun efektif ekserji yüzdesi %33,89, 1 no'lu turbonunki ise %32,20 olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçtan, 2 no'lu turbonun motorda daha verimli bir yanma işlemi oluşturabildiği görülmektedir.

Turbokompresörler ihtiyacı olan hareketi egzoz ekserjisinden almaktadırlar. Bu yüzden turbokompresörlerin kompresör kısımlarındaki net güç hesaplanarak, bu değerler, kayıp egzoz ekserjisinden ekserji geri dönüşümü olarak kabul edilmiştir. Bu koşulda 2 no'lu turbokompresörün kullanıldığı motordaki egzoz gazlarından daha fazla faydalanılmış ve geri kazanılan bu ekserji ile yanma verimi iyileştirilmiştir. Buna bağlı olarak yakıt tüketimi düşmüş ve motordaki entropi üretimi azalmıştır.

Bu deneyde sadece turbokompresörler değişken olarak alındığından, motorlara ait diğer tüm parçalar birbirinin aynısıdır. İntercooler, manifold tasarımları gibi değişkenlerde iyileştirmeler yapılarak testlere devam edilmesi önerilebilir.

Kullanılan turbokompresörler yüksek basınçta çalıştığından, emme hattı ve karterde hava kaçakları olması muhtemeldir. Bu gibi kaçakların araştırılması ve olabilmesi muhtemel sorunların giderilmesi önerilebilir.

Türkiye’de 2012 yılında demiryolu taşımacılığında ortalama yakıt tüketimi 1 tren için km başına 6.3 L’dir. 2012 yılının toplam dizel yakıt maliyeti ise 517.644.344 TL’dir (TCDD 2012). Tüm bu değerler ve petroldeki dışa bağımlılığımız göz önünde bulundurulduğunda her %1 ‘lik verim artışı bile toplam rakamlar değerlendirildiğinde küçümsenecek bir rakam değildir.

KAYNAKLAR

- Alan R F** (2006) Dizel Motorlarında Değişken Geometrilik Turbokompresör Kullanımının Motor Karakteristiklerine Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Alkidas A C** (1988) The Application of Availability and Energy Balances to a Diesel Engine Transactions of the ASME. *J. Eng. Gas Tur. Pow.*, 110 : 462-469.
- Balcı M** (1985) Dizel Motorlarda Süperşarj ve Turboşarj. Teknik Eğitim Vakfı, Ankara.
- Ballı Ö** (2008) Kojenerasyon Sistemlerinin Enerji, Kullanılabilirlik (Ekserji) Ve Ekserjoekonomik Analiz Yöntemleri Kullanılarak Performansının Değerlendirilmesi. Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- Bozza F, Nocera R, Senatore A and Tuccillo R** (1991) Second Law Analysis of Turbocharged Engine Operation. *Soc. Auto. Eng.*, 100 : 547-560
- Canakcı M and Hosoz M** (2006) Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Various Biodiesels. *En. Sour.*, 1: 379 - 394.
- Cengel Y ve Boles M A** (2008) *Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla*. Çağlayan Ofset Matbaacılık, İzmir, 946 s.
- Cengel Y and Boles M A** (1996) *Thermodynamics: An Engineering Approach*, First Edition. McGraw-Hill, New York.
- Çalışkan H** (2009) İçten Yanmalı Motorlarda Ekserji Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- Dağlar S** (2012) Ağır Vasıta Araç Motorları İçin Tek Kademeli Değişken Geometrilik ve Çift Kademeli Turboşarj Karşılaştırılması ve Seçimi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Dincer I** (2002) The Role of Exergy in Energy Policy Making. *En. Pol.*, 30 : 137 - 149.
- Dincer I and Rosen Marc A** (2007) *EXERGY: En. Env. Sust. Dev.* Elsevier.
- Enduranlı P** (1997) Enerji Santralına Ekserji Analizi Uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Flynn P F, Hoag K L, Kamel M M and Primus R J** (1984) A New Perspective on Diesel Engine Evaluation Based on Second Law Analysis. *Soc. Auto. Eng.*, 30 : 26 - 38.
- Gunduz U** (1991) The Exergy Analysis Of Absorbtion Refrigeration Cycles. MSc. Thesis, Middle East Technical University, Ankara.
- Hepbaşlı A** (2008) Endüstriyel İşletmelerde Ekserji Yönetim Sisteminin Kurulması Gerekli mi. *Term.*, 1 : 190.
- Karakoç T H** (2008) *Uzman Gözüyle Termodinamik Ve Uygulamaları*. Eskişehir.
- Kart A** (2009) LPG ile Çalışan Bir Benzin Motorunda Ekserji Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- Kopac M and Kopturk L** (2005) Determination of Optimum Speed of An Internal Combustion Engine by Exergy Analysis. *Int. J. Ex.*, 2 : 40 - 54.
- Kotas T J** (1995) *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger Publishing Company, Florida.
- Köktürk L** (1999) Ekserji Analizi Kullanılarak İçten Yanmalı Bir Motorun Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Zonguldak.
- Lei Y, Zhou D S and Zhang H G** (2009) Investigation on Performance of a Compression-ignition Engine with Pressure-wave Supercharger. *Beij. En.* 35 : 85 - 93.
- MEGEP** (2006) Motorlu Araçlar Teknolojisi - Dizel Motorları Yakıt Sistemleri - 1. T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara.
- Moran M J and Shapiro H N** (2000) *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Third Edition. John Wiley & Sons, New York.
- Ozcan H and Soylemez M S** (2005) Effect of Water Addition on the Exergy Balances of an LPG Fuelled Spark Ignition Engine. *Int. J. Ex.*, 2 : 194 - 206.
- Parlak A, Yasar H ve Eldoğan O** (2005) The Effect of Thermal Barrier Coating on a Turbo-Charged Diesel Engine Performance and Exergy Potential of the Exhaust Gas. *En. Conv. Man.*, 46 : 489 - 499.
- Primus R J** (1984) A Second Law Approach to Exhaust System Optimization. *Soc. Auto. Eng.*, 93 : 1212 – 1224.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Rakopoulos C D and Giakoumis E G** (1997) Development of Cumulative and Availability Rate Balances in a Multi-Cylinder Turbocharged Indirect Injection Diesel Engine. *En. Conv. Man.*, 38 : 347 - 369.
- Sürmen A, Karamangil İ ve Arslan R** (2004) *Motor Termodinamiği*. Alfa Aktüel Yayınları, İstanbul.
- TCDD** (2012) T.C Demiryolları İstatistik Yıllığı 2008 - 2012. Ankara.
- Tekin T** (1996) Erzurum Şeker Fabrikasının Ekserji Analizi. Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Traupel W** (1957) Reciprocating Engine and Turbine in Internal Combustion Engineering. *Proceedings of the International Congress of Combustion Engines*, Zurich, Switzerland., 9 : 43-52
- Uçkun E** (2004) Biyodizel Yakıtı Kullanan Bir Dizel Motorun Optimzasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.
- URL-1** (2013) [http://www.sprintex.com.au/sprintex/wp-content/uploads/2010/10/S5Series Brochure Specs.pdf](http://www.sprintex.com.au/sprintex/wp-content/uploads/2010/10/S5Series%20Brochure%20Specs.pdf).
- URL-2** (2013) [http://image.dieselpowermag.com/f/tech/general/9383352/0706dp_04_z+turbocharge r_tech+diagram.jpg](http://image.dieselpowermag.com/f/tech/general/9383352/0706dp_04_z+turbocharge_r_tech+diagram.jpg).
- URL-3** (2013) <http://www.forcedinductions.com/>.
- URL-4** (2013) <http://timsturbos.com/servicesrebulding/rebuilding-up-grades/turbine-wheel-clipping>.
- Van Gerpen J H and Shapiro H N** (1990) Second-Law Analysis of Diesel Engine Combustion., *J. Eng. Gas Turb. Pow.*, 112 : 129 - 137.
- Velasquez J A and Milanez L F** (1992) Exergetic Analysis of Ethanol and Gasoline Fueled Engines. *Soc. Auto. Eng.* 8 : 907 - 915.
- Wall G** (1998) *Exergetics*, (Preliminary Version), Mölndal, 946 s.
- Yılbaşı Z** (2007) Bir Dizel Motorun Performansının Ekserji Analizi İle Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.
- Zemher B** (2003) Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesisinde Yanma Odasına Enjekte Edilen Su Buharının Verimine Etkisi. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

Zhang S (2002) The Second Law Analysis of a Spark Ignition Engine Fueled with Compressed Natural Gas, MSc. Thesis, Ontario, Canada.

ÖZGEÇMİŞ

Erdem ÖZYURT 1986'da Zonguldak'ta doğdu. İlköğrenimini İnağzı İlköğretim Okulu'nda tamamladı. Zonguldak Atatürk Anadolu Lisesi'nden mezun olduktan sonra 2004 yılında Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne başladı. 2010 yılında mezun oldu. 1,5 yıl kadar özel sektörde makine mühendisi olarak çalıştıktan sonra 2012 yılında Anadolu Üniversitesi'nde Araştırma görevlisi olarak işe başladı. 2010 yılında başladığı yüksek lisans programını Bülent Ecevit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda sürdürmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : İnağzı Çamlık Mah.
Çağdaş Sok. No:21/A
Kilimli/ZONGULDAK

Tel : (555) 403 18 05
E-posta : eozyurt@anadolu.edu.tr