

Turboprop Motorlarda Enerji Verimlili i ve Ekserji Analizi

Kemal Tufan Ülbegi

YÜKSEK L SANS TEZ

Makine Mühendisli i Anabilim Dalı

Mart 2012

Energy Efficiency and Exergy Analysis of Turboprop Engines

Kemal Tufan Ülbegi

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

March 2012

Turboprop Motorlarda Enerji Verimlili i ve Ekserji Analizi

Kemal Tufan Ülbegi

Eski ehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeli i Uyarınca
Makine Mühendisli i Anabilim Dalı
Enerji-Termodinamik Bilim Dalında
YÜKSEK L SANS TEZ
Olarak Hazırlanmı tır

Danı man: Doç.Dr. Haydar ARAS

Mart 2012

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Kemal Tufan ÜLBEG'in YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "Turboprop Motorlarda Enerji Verimliliği ve Ekserji Analizi" başlıklı bu çalışmada, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Haydar ARAS

İkinci Danışman :

Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:

Üye : Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

Üye : Prof. Kemal TANER

Üye : Doç. Dr. Haydar ARAS

Üye : Doç. Dr. Hüseyin ANKARA

Üye : Yrd. Doç. Dr. M. Ertunç TAT

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

Prof. Dr. Nimetullah BURNAK

Enstitü Müdürü

ÖZET

Ekserji analizi, verimsizlikleri azaltarak daha verimli enerji sistemlerinin tasarlanmasında en fazla i in sınırlarının belirlenmesini sa layan bir yöntem olup, sistemde meydana gelen tersinmezliklerin yeri ve iddeti konusunda bilgiler vererek sistemin termodinamik açıdan de erlendirilmesini sa lar. Uçak motorlarıyla ilgili yapılan ekserji çalı maları literatürde mevcut olup turboprop motorlar hakkında ise çok fazla analize rastlanmamakta olup bu çalı mada turboprop motor için enerji ve ekserji analizi yapılmı tır.

Anahtar Kelimeler: Turboprop motor, Ekserji analizi, Enerji verimlili i

SUMMARY

Exergy analysis is a method that defines the maximum work potential limit and decreases ineffectiveness in order to design effective energy system and also provide location and quantity of irreversibility in the system and gives opportunity the evaluation of system in the thermodynamical aspect. Many of the exergy study about the aircraft engines available, but there are no so much analysis for the turboprop engines which this study has included.

Key words: Turboprop engine, Exergy analysis, Energy efficiency

TE EKKÜR

Bu tez çalı masının tamamlanabilmesi için verdi i destekten dolayı danı manım Sayın Doç.Dr. Haydar ARAS'a te ekkür ederim. Kendisi sadece tez çalı mam boyunca de il tüm yüksek lisans periyodu boyunca anlayı ı, deste ini eksik etmemi ve tecrübeleri ile yol göstermi tir.

Yo un i temposuna ra men Sayın Dr. Özgür BALLI bu tezin olu masında her zaman tam destek ile gönülden yardımlarını esirgemeyerek büyük katkıda bulunmu tur.

Çalı malarım boyunca deste ini eksik etmeyen e im Yeliz ÜLBEG 'ye ve aramıza yeni katılan, çalı malarım ile beraber büyümeye ba layan, kendisine ayıraca ım zamanı çalı malarım a ayırmak zorunda kaldı ım kızım Ay e Gökçe ÜLBEG 'ye ve çalı malarımı sürekli takip eden ve destekleyen annem Ne e ÜLBEG 'ye te ekkür ederim.

Kemal Tufan ÜLBEG

Mart 2012

Ç İNDEK İLER

Sayfa

ÖZET	v
SUMMARY.....	vi
TE EKKÜR.....	vii
Ç İNDEK İLER	viii
EK İLLER D İZ İN	x
Ç İZELGELER D İZ İN	xii
S İMGELER ve KISALTMALAR D İZ İN	xiii
1. G İR	1
1.1 Tezin Amacı ve Önemi.....	3
1.2 Literatür Taraması.....	5
1.3 Turboprop Motorlar ve T56-A-15 Motoru Hakkında Genel Bilgi.....	8
2. TERMOD İNAMİK ANAL İZ.....	13
2.1 Termodinamik Analiz	13
2.2 Enerji ve ekserji analizi	14
2.2.1 Enerji terimleri.....	14
2.2.2 Ekserji terimleri.....	16
2.2.3 Kontrol hacimleri için denge denklemleri	23
2.2.3.1 Kütle denge denklemi.....	23
2.2.3.2 Enerji denge denklemi.....	24
2.2.3.3 Entropi denge denklemi ve tersinmezlik ifadesi.....	25
2.2.3.4 Ekserji denge denklemi.....	26
2.3 Brayton çevrimi.....	27

Ç NDEK LER (devam)

Sayfa

3.	ENERJ VE EKSERJ ANAL Z	32
3.1	Enerji Analizi.....	32
3.1.1	zafi enerji kayıp oranı.....	33
3.1.2	Yakıt enerjisi tüketim oranı.....	33
3.1.3	Ürün enerjisi tüketim oranı.....	33
3.2	Ekserji Analizi.....	34
3.2.1	zafi ekserji kayıp oranı.....	36
3.2.2	Yakıt ekserjisi tüketim oranı.....	36
3.2.3	Ürün ekserjisi tüketim oranı.....	37
3.3	Turboprop Motorda Enerji ve Ekserji Analizi.....	37
3.3.1	Kompresör için enerji ve ekserji e itlikleri	38
3.3.2	Yanma odası için enerji ve ekserji e itlikleri.....	40
3.3.3	Türbin için enerji ve ekserji e itlikleri.....	41
3.3.4	Egzoz için enerji ve ekserji e itlikleri.....	43
4.	T-56 MOTORU Ç N ENERJ VE EKSERJ ANAL Z	45
4.1	Genel Kabuller.....	45
4.2	Enerji ve Ekserji analizi.....	46
5.	SONUÇLAR VE TARTI MA	58
KAYNAKLAR D Z N	61

EK LLER D Z N

<u>ekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Termodinamik de erlendirme.....	2
1.2 Rolls-Royce RB.53 Dart tipi turboprop motor	8
1.3 RB.53 Dart tipi 4 motorlu Vickers V.806 Uça 1.....	8
1.4 T-56 Motoru ana üniteleri	10
1.5 T-56 Motoru içerisindeki akı	10
2.1 Brayton çevrimi ematik gösterimi.....	27
2.2 Brayton çevrimine ait <i>P-V</i> diyagramı.....	27
2.3 Brayton çevrimine ait <i>T-s</i> diyagramı.....	28
2.4 Adyabatik kompresörlerde gerçek ve izantropik hal de i imlerinin T-s diyagramları.....	29
2.5 Adyabatik bir türbinde gerçek ve ideal de i imlerinin entalpi-entropi diyagramı.....	30
3.1 T-56 Motoruna ait akı	36
3.2 Kompresör için enerji ve ekserji durumu.....	38
3.3 Yanma odası için enerji ve ekserji durumu.....	39
3.4 Türbin için enerji ve ekserji durumu.....	41
3.5 Egzoz için enerji ve ekserji durumu.....	43
4.1 T-56 motoruna ait akı	45
4.2 Motor komponentlerine ait enerji verimlili i.....	50
4.3 zafi enerji kayıp oranı.....	50
4.4 Yakıt enerjisi tüketim oranı.....	51
4.5 Ürün enerjisi kayıp oranı.....	51
4.6 Komponentlere ait giren ve çıkan ekserji de erleri.....	52
4.7 Sisteme ait ekserji verimleri.....	53
4.8 Motor komponentlerine ait ekserji yıkımı.....	53
4.9 zafi ekserji kayıp oranı.....	54
4.10 Yakıt ekserjisi tüketim oranı.....	54

EKLER D Z N (devam)

<u>ekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.11 Ürün ekserjisi kayıp oranı.....	55
4.12 Motor komponentleri giri -çıkı sıcaklık de erleri.....	55
4.12 Her bir komponente ait basınç de i imi.....	56

Ç ZELGELER D Z N

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 Enerji ve ekserji terimlerinin kar ıla tırması.....	13
2.2 Sıcaklı ın fonksiyonu olarak bazı maddelerin sabit basınçtaki özgü ısıları...	15
2.3 Standart kimyasal ekserji de erleri.....	19
2.4 Bazı mükemmel gazların kimyasal ekserji de erleri.....	20
2.5 Hidrokarbon ($C_C H_H O_O S_S N_N$) bazlı yakıtların kimyasal ekserji formülleri...	21
3.1 T-56 Motoruna ait istasyonların kütle, enerji ve ekserji dengesi.....	37
4.1 T-56 motoruna ait termodinamik de erler.....	48
4.2 T-56 motorunun enerji ve performans parametreleri sonuçları.....	49
4.3 T-56 motorunun ekserji ve performans parametreleri sonuçları.....	52

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>	
c_p	Sabit basınçta özgül ısı	(kJ / kgK)
c_v	Sabit hacimde özgül ısı	(kJ / kgK)
e	Birim kütle enerjisi	(kJ / kg)
E	Enerji	$(kJ / s, kW)$
Ex	Ekserji	$(kW, GJ / h)$
g	Yerçekimi	(m / s^2)
g_F	Gibbs fonksiyonu	$(kJ / kmol)$
h	Birim entalpi	(kJ / kg)
H_a	Yakıtın alt ısı değeri	(kJ / kg)
H_u	Yakıtın üst ısı değeri	(kJ / kg)
M	Molar ağırlık	$(kg / kmol)$
\dot{m}	Kütle akışı	(kg / s)
Q	Isı enerjisi	$(kW, GJ / h)$
P	Basınç	(kPa)
P_r	Basınç oranı	
R	Evrensel gaz sabiti	(kJ / kgK)
s	Birim entropi	(kJ / kgK)
S	Entropi	(kJ / sK)
T	Sıcaklık	(K)
u	Birim iç enerji	(kJ / kg)
x	Karışımın mol oranı	$(\%)$
W	İş enerjisi/ekserjisi	$(kW, GJ / h)$
V	Hız	(m / s)
v	Hacim	(m^3)

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>	
z	Yükseklik	(m)
<u>Yunan Alfabesi</u>	<u>Açıklamalar</u>	
r	İzafi enerji kayıp oranı	(%)
s	Yakıt enerjisi tüketim oranı	(%)
u	Ürün enerjisi kayıp oranı	(%)
v	Birim kütle ekserjisi	(kJ / kg)
w	İzafi ekserji tüketim oranı	(%)
$\{$	Yakıt ekserjisi tüketim oranı	(%)
x	Ekserji kalite faktörü	
y	Enerji verimi	(%)
$[$	Ürün ekserjisi tüketim oranı	(%)
ξ	Ekserji verimi	(%)
<u>Alt indisler</u>	<u>Açıklamalar</u>	
C	Tüketim	
ch	Kimyasal	
ζ	Çıkan	
D	Yıkım	
e	Enerji terimleriyle	
ex	Ekserji terimleriyle	
F	Yakıt	
g	Giren	
gaz	Yanma sonucu oluşan gazlar	
k	k 'nıncı	

S İMGELELER ve KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**Alt indisler***KH**kn**L**P**ph***Açıklamalar**

Kontrol hacmi

Kinetik

Kayıp

Ürünler

Fiziksel

Alt indisler*pt**q, Q**TC**TF**TL**TP**w**o***Açıklamalar**

Potansiyel

Isı

Toplam tüketim

Toplam yakıt

Toplam kayıp

Toplam ürünler

Mekanik/elektriksel i

Referans artlarıdaki hali

Üst indisler:*F**T***Açıklamalar**

Yakıt

Toplam

BÖLÜM 1

G R

Dünyada ve ülkemizde enerji tüketimi hızla artarken kısıtlı olan enerji kaynaklarının do ru bir ekilde kullanılması daha da önem kazanmaktadır. Alternatif enerji kaynakların tespiti ve kullanımı kadar önemli olan di er bir konu mevcut enerji kaynaklarımızın de erlendirilmesinde en yüksek faydayı elde etmek olmalıdır. Bir süreç sonucunda ürün elde edebilmek için belirli bir miktar enerji harcanması gerekmektedir. Günümüzde ürünün edilebilmesi için, kullanılan bu enerjiden maksimum ürün elde edebilme veya bu ürünün minimum enerji ile elde edebilme yönündeki termodinamik çalı malar gittikçe artmaktadır. Bu yönde yapılan çalı malarda kısıtlı kaynakların do ru kullanılması ve maliyetlerin dü ürülmesi ula ılmak istenen hedeflerdir.

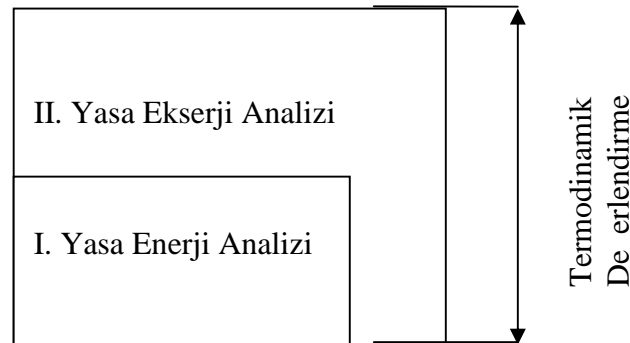
Termodinamik bakı açısından termal sistemlerin performansları, termodinami in birinci yasası (enerjinin korunumu-enerji analizi) ve ikinci yasası (kullanılabilirlik-ekserji analizi) ile do rulanmaktadır. Termal sistemlerin enerji ve ekserji verimleri; sistemlerin dizaynında, sistemlerin seçilmesinde ve sistemin çalı ma artlarının belirlenmesinde önemli karar parametreleridir (Dias and Balestieri, 2004).

Termodinami in birinci yasası enerjinin korunumuna dayanır ve enerjinin var veya yok edilemeyece ini vurgular. Enerji analizi sistemin bütünü hakkında bilgi verir, enerjinin niceli i ile ilgilenir, sistem içerisindeki tersinmezliklerden (entropi üretimi) meydana gelen kayıpları göz önüne almaz. Termodinami in ikinci yasası, bir hal de i imi sırasında enerjinin niteli inin azalması, entropi üretimi ve i yapabilme olana mın de erlendirilmesini analiz eder. Tersinir sistemlerin haricinde ekserji (kullanılabilirlik) enerji gibi korunmaz. Ekserjinin bir bölümü sistem içerisindeki tersinmezliklerden dolayı yok olur (ekserji yıkımı-exergy destruction), bir bölümü ise sistem sınırlarından çevreye atılır (ekserji kaybı-exergy loss).

Ekserji analizi; ekserji yıkımlarının ve kayıplarının yerini, tipini ve miktarını do ru bir ekilde belirleyebildi i için sistemlerin dizayn edilmesinde ve geli tirilmesinde kullanı lı bir metot olarak son zamanlarda yo un bir ekilde kullanılmaya ba lanmı tır. Ekserji verimi, bir sistemin veya prosesin maksimum i

üretebileceği artılara ne kadar yaklaştığının bir göstergesidir. Ayrıca ekserji analizi yöntemi; bir sistemdeki termodinamik verimsizliklerin azaltılarak daha verimli sistem tasarımının nasıl yapılabileceğini ve mevcut artların doğru tanımlanmasını sağlamaktadır (Dincer and Rosen, 2005).

Amaç fonksiyonu, belirli bir yakıttan (giren ekserji) en fazla üretilebilecek enerji elde etmek veya belirli bir büyüklükte enerji elde edebilmek için en az miktarda yakıt harcanmasını sağlamaktır. Bu amaç fonksiyonuna ulaşmak için izlenecek yol, sistemde geliştirilmeye açık olan sistem bileşenlerinin belirlenmesi, yeni tasarım modellerinin uygulanabilir olup olmadığının saptanmasıdır. Tek başına yapılan ekserji analizleri, termal sistemlerin termodinamik açıdan değerlendirilmesini sağlar. Sistemde mükemmel yakın ve mükemmelden uzak çalışan sistem bileşenlerinin belirlenmesini, kayıpların enerji birimi cinsinden ortaya çıkarılmasını ve diğer benzer sistemlerle karşılaştırma yapılmasını sağlar (Ballı, 2008).



ekil 1.1 Termodinamik değerlendirme

Bir sistemde performans değerlendirmesi yapılması için izlenecek yol, öncelikle enerji analizi daha sonra ise ekserji analizinin yapılmasıdır. Aynı zamanda termodinamiğin birinci yasası ve ikinci yasası arasındaki bağlantıyı gösteren termodinamik değerlendirme ekil 1.1’de görülmektedir.

Bir sisteme ait tam performans değerlendirmesi yapabilmek için “termoekonomik veya ekserjiekonomik analiz” yapılması gerekmektedir.

Termodinamik analiz sonuçlarının kullanılarak yapıldığı ekonomik analiz yöntemine “termoekonomik veya ekserjiekonomik analiz” metodu adı verilmektedir.

Ekserjiekonomik analiz yöntemi ile her bir sistem bileşeninin girişi ve çıkışındaki ekserji maliyetleri bilindiği zaman, sistemde yapılmak istenen düzeltme ve iyileştirmelerin gerçekten faydalı olup olmadığının belirlenmesi mümkün olmaktadır.

Enerji analizinin ardından yapılan ekserji analizi ile sistem içerisindeki tersinmezliklerin tam yeri, büyüklüğü ve tipi tespit edildikten sonra yapılabilecek iyileştirmelerin sistem maliyetlerine olan etkisinin büyüklüğü ve yapılacak iyileştirmelerden hangi oranda yararlanılabileceği ekserjiekonomik analiz ile mümkün olabilecektir. Diğer bir deyişle yüksek verim elde etmek üzere yapılacak olan ilk yatırım maliyetleri ve işletme maliyetlerinin yüksek verimden gelen kazanç ile karşılanması gerektiğidir.

Bu durumda, ekserjiekonomik analiz, enerji ve ekserji analizini; ekserji analizi ise enerji analizini kapsamaktadır.

Ekserji, elde edilebilecek maksimum işin sınırını çizmesi anlamında faydalı bir termodinamik yöntem olarak ortaya çıkmıştır. Bu sayede, sistemlerin mükemmelleşene kadar yakın bir şekilde çalışmaları belirlenmiş olmaktadır. Ekserjinin havacılıktaki uygulama alanlarından biri olan uçak, yüksek kalitedeki yakıtın kimyasal enerjisinin kinetik enerjiye dönüştürüldüğü bir enerji dönüşüm faaliyeti olarak tanımlanabilir. Enerji potansiyeli bu kadar yüksek olan yakıttan elde edilen işin artması, sadece doğrudan işletme giderlerinin düşürülmesi değil ayrıca üretilen zararlı emisyonların da miktarlarının da azaltılması anlamına gelmektedir.

Özellikle fosil yakıtların yanması sonucu açığa çıkan emisyonlar hem çevre açısından hemde insan sağlığı açısından önemli yan etkilere sahiptir. Çinde bulunduğu dünyada özellikle karbondioksitten (CO₂) kaynaklanan sera etkisi sonucunda sel baskınları, kuraklık vb. küresel iklim değişiklikleri yaşanmaktadır. Ayrıca yerüstü ve yeraltı su kaynaklarının, limanların ve toprakların kirlenmesi, radyasyon ve radyoaktif kirlilik, hava kalitesinin düşmesi, ozonun delinmesi, asit yağmurları çevresel etkiler olarak sıralanabilir (Dincer, 2002).

Ekserji analizi sonucunda sistem içerisinde meydana gelen tersinmezliklerin azaltılmasına yönelik alınan tedbirler ile emisyon miktarlarında da azalma meydana gelecektir.

1.1 Tezin Amacı ve Önemi

Bu çalışmada askeri ve sivil havacılık alanında geniş kullanım alanına sahip olan uçaklara ait turboprop motorların enerji verimliliği ve ekserji analizi üzerine çalışmaya yapılmıştır. Son yıllarda ülkemizde hizmet veren havayolları şirketlerinde görülen artış

oldukça dikkat çekicidir. Önümüzdeki yıllarda da ulaşım hizmetleri içerisinde havayolu işletmelerinin payının hızla artmasının kaçınılmaz olduğu değerlendirilmektedir. Bizi bekleyen bu gelecekte ulaşım sektöründeki dalım içinde kendini gün geçtikçe daha yukarılarda göreceğ olan havayolu şirketlerine ait uçaklar ve bu uçakların motorlarının önemli çalışmaları sahalalarında kendilerine yer bulacakları değerlendirilmektedir.

Bu çalışmada Türk Hava Kuvvetlerinde ve birçok ülkede halen kullanılmakta olan C-130 “Hercules” uçaklarına ait T-56 motorunun enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Termodinamiğin birinci kanunu olan enerji analizini ve termodinamiğin ikinci kanunu olan ekserji analizi yöntemlerine göre termodinamik analiz yapılmıştır. Sistem içerisinde tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji yıkımlarının ve sistemde gerçekleşen kayıpların yeri ve miktarı tam olarak tespit edilecektir.

Termodinamik değerlendirmenin ilk aşamasında; motora ait komponentlerin her biri için ayrı ayrı giren ve çıkan enerji değerleri hesaplanmıştır, meydana gelen kayıpların tam yeri ve miktarı tespit edilmiştir. Bu şekilde her bir eleman için ve tüm motora ait verimlilik hesaplamaları yapılabilmektedir. Enerji performans parametrelerinden izafi enerji kayıp oranı, yakıt enerjisi tüketim oranı ve ürün enerjisi kayıp oranı hesaplanmıştır.

Enerji hesaplamalarında kompresör ve türbin için adyabatik koşulların geçerli olduğu kabul edilmiştir. Bu nedenle kompresör ve türbine ait enerji verimliliği % 100 olarak kabul edilmiştir.

Ekserji analizini kapsayan termodinamik değerlendirmenin ikinci basamağında kompresör, yanma odası, türbin ve egzoz kısımlarındaki giren çıkan ekserji miktarları hesaplanmıştır, tersinmezlikler sonucunda meydana gelen ekserji yıkım-kayıplarının yeri ve miktarı tespit edilerek, ayrı ayrı ekserji verimleri hesaplanmıştır ve motorun toplam ekserji verimliliği ulaşılmıştır. Yine her bir elemana ait ekserji performans parametrelerinden izafi ekserji kayıp oranı, yakıt ekserjisi tüketim oranı ve ürün ekserjisi tüketim oranı değerleri hesaplanmıştır.

Literatürde turboprop motorlar hakkında çok fazla çalışma bulunmamaktadır. Dünyada bulunan havayolu şirketlerinin bölgesel kısa mesafeli uçuşlarda özellikle maliyetler göz önünde bulundurarak turboprop uçakları tercih ettikleri bilinmektedir. Bu nedenle turboprop uçaklar ve bu uçakların motorlarına ait çalışmaların artması ve önem kazanması değerlendirilmektedir.

Bu çalı mada yakıt olarak, gerçek hayatta da bu motor için yakıt olarak kullanılan kerosen kullanılmı olup, motorun bremzede çalı tırması sonucunda elde edilen gerçek veriler ve katalog de erleri kullanılarak hesaplamalar yapılmı tır. Yapılan hesaplamalarda % 100 güç verildi inde elde edilen veriler kullanılmı tır. Bremzeden farklı güç de erleri ve farklı turboprop motorlar için tespit edilecek de erler ile bu çalı manın geni letilmesi mümkündür.

Bir sonraki a amada maliyetlerde hesaba katılarak ekserjiekonomik analiz yapılması mümkün olabilecektir.

1.2 Literatür Taraması

Enerji verimlili i ve ekserji analizi ba lıklarına yönelik ara tırma yapılmı tır ve buna göre;

- Çengel ve Boles (1996) tarafından hazırlanan “*Mühendislik yakla mıyla Termodinamik*” kitabı; termodinami in kanunları, temel çevrimler ve yanma reaksiyonları ile ilgili detaylı bilgileri anla ılır bir ekilde anlatmaktadır.

- Bejan et al. (1996) tarafından hazırlanan “*Thermal Design & Optimization/ Termal Dizayn ve Optimizasyon*” kitabı; termal sistem dizaynının nasıl yapılaca ı, termodinamik model olu turulması, termodinami in ikinci kuralına göre termal sistemlerin incelenmesi ve termoeekonomik analiz ve de erlendirme konularını kapsamlı ve anla ılır bir ekilde anlatmı tır.

- Turan (2007) tarafından hazırlanan “*Gaz Tübinli Motorlarda Performans Analiz ve De erlendirme Programları*” konulu yüksek lisans tezinde uçaklarda kullanılan aksenel akı lı gaz türbinli motorların zamandan ba ımsız performansları incelenmi ve bu konu ile ilgili bir bilgisayar programı geli tirilmi tir. Bu program ile ardyanmalı ve ardyanmasız turbojet, ayırık akımlı turbofan, karı ık akımlı ve ard yanmalı turbofan, yüksek bypass oranlı turbofan ve turboprop motorlar örnek motorlar olarak seçilerek tasarım noktasındaki performansları ölçülmü tür.

- Turgut (2007) tarafından hazırlanan “*Uçaklarda Kullanılan Gaz Türbinli Motorların Ekserjiekonomik Analiz*” konulu doktora tezinde uçaklarda kullanılan yüksek by-pass oranlı bir turbofan motorunun detaylı ekserjiekonomik analizi

yapılmıştır. Bu çalışmada bir turbofan motorunun kompresör ve türbininin yüksek ve alçak basınç olarak ayrı ayrı dü ünüldü ü bir ekserji analizi yapılmıştır. Yapılan çalışmada uçak motorlarının ekserjetik ve ekserjiekonomik yöntemler kullanılarak analizinin yapılması ve bu analizler çerçevesinde hesaplanan parametrelerle sistem elemanlarının performanslarının de erlendirilmesi hedeflenmiştir.

- Ballı ve Aras et al. (2007) tarafından “*Exergetic and Exergoeconomic Analysis of an Aircraft Jet Engine / Uçak Jet Motorlarının Ekserji ve Ekserjiekonomik Analizi*”, konulu çalışmada Türk Hava Kuvvetleri’nde halen pilot adaylarının e itimi için hizmet veren T- 37 B/C e itim uçaklarına ait J69-T25A motoruna ait enerji, ekserji ve ekserjiekonomik analiz bremzede tespit edilen parametreler baz alınarak yapılmıştır. Bu motora ait her bir komponentin termodinamik analizi yapılmıştır ; komponentlerin her birinde meydana gelen ekserji yıkım ve ekserji kayıplarının yeri ve miktarı tam olarak belirlenmiştir. Eksejitik ve ekserjiekonomik maliyet denge denklemleri her bir komponent ve tüm motor sistemi için çıkartılmıştır.

- Ebadi and Gorji-Bandpy’nin (2005) “*Exergetic analysis of a gas turbine plant / Gaz türbinli bir tesisin ekserji analizi*” konulu çalışmada; elektrik üreten bir gaz türbinli sistemin ekserji analizi yapılmıştır olup, türbin giri sıcaklı ındaki artışın ekserji verimi ve ekserji kayıpları üzerindeki etkileri detaylı olarak ele alınmıştır.

- Ballı ve Aras (2007) tarafından “Energetic and exergetic performance evaluation of a combined heat and power system with the micro gas turbine (MGTCHP)” konulu çalışmada mikro gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinin hem tüm sistem olarak hem sisteme ait tüm elemanların enerji ve ekseji denge denklemleri çıkarılmıştır. Bu eilde sisteme ait enerji ve ekserji tüketim ve kayıplarının miktarı ve yeri tespit edilmiştir. Yapılan bu çalışmada genel enerji ve ekserji çalış malarında kullanılabilmesi yönü ile faydalıdır

- Ballı ve Aras (2008) tarafından “Exergoeconomic analysis of a combined heat and power system with the micro gas turbine (MGTCHP)” konulu bir di er çalış mada ise mikro türbin kullanan kojenerasyon sistemleri için eksejiekonomik analiz yapılmıştır. Enerji üretimi ve kojenerasyon sistemlerinde gaz türbini kadar yaygın bir kullanıma sahip oldu u de erlendirilen bu sisteme ve komponentlerine ait ekserjiekonomik denge denklemlerinin çıkarılması ve ürünlerin maliyetinin belirlenmesi

hedeflenmiştir. Sistemler için ekserji analizi ve ekserjiekonomik analiz yapılırken izlenecek yolun belirlenmesinde kullanılabilenler de değerlendirilmektedir.

- Bejan ve Siems (2001) tarafından tamamlanan bir çalışmada ise uçak sistemlerinin geliştirilmesinde ekserji analizinin ve termodinamik optimizasyonunun önemi vurgulanmaktadır. Bu çalışmada ekserji analizlerinin teorik bir limit belirlediği ve sistemdeki ekserji kaybı ve yıkımlarının minimuma getirilmesinin, sistemin performansının ve veriminin bu teorik limite yakınlamasını sağladığı ifade edilmiştir. Amaç fonksiyonu, gittikçe soğuyan ve en sonunda da dışarı atılan sıcak gaz akısından maksimum enerjinin alınması olduğu gösterilmiştir. Ekserji analizlerinin yanında entropi üretiminin minimuma getirilmesi ve ekserjiekonomi, bugünkü modern mühendislik termodinamiinde önemli değişiklikler yarattığı saptanmıştır. Buna bağlı olarak da günümüzde enerji sistemlerinin analizlerinde kayıpların yapısı, boyutları ve bunların belirlenmesi (ekserji analizi), sistem sınırları göz önüne alınarak bu kayıpların minimuma getirilmesi ve enerji sisteminin ilk yatırım, çalıştırma ve bakımdan oluşan toplam maliyetlerinin en aza indirilmesi üzerinde (ekserjiekonomi) yapılan çalışmaların artmasına yönelik tespit yapılmıştır. Bu çalışmanın tam anlamıyla uçak motorlarının ekserji analizleri üzerinde değil, daha genel anlamda sıcak bir gaz akısından mümkün olduğu kadar yüksek verim elde edebilme amaçlı hazırlanmış bir yayın olması bakımından yararlı olduğu da değerlendirilmiştir.

- Ballı (2008) tarafından hazırlanan “*Kojenerasyon Sistemlerinin Enerji, Kullanılabilirlik(ekserji) ve Ekserji-ekonomik Analiz Yöntemlerinin Kullanılarak Performansının Değerlendirilmesi.*” konulu doktora çalışmasında sürdürülebilir gelişme ve çevreyi koruma temeline dayanan elektrik, ısı ve soğutma enerjisi üreten kojenerasyon ve trijenerasyon sistemlerinin termodinamik ve termoekonomik performanslarının değerlendirilmesi yapılmıştır. Daha önce yapılmış olan ekserjiekonomik analizlerden farkı, yakıtın enerji akısına göre yakıt maliyeti akı hesaplanan ve ekserji akısına sahip olmayan maliyetlerin (proje yönetim giderleri, finansman, mühendislik hizmetleri, inşaat giderleri ve ekserji akısı olmayan diğer sistem bileşenleri) maliyet akılarına yansıtılan bir çalışma olmasıdır. Yakıtın ekserji akı miktarı göz önüne alan yakıt ekserjisi maliyet akısı formülü geliştirilmiş ve kullanılmıştır. Ekserji akısına sahip olmayan maliyetler ise indirilmiş maliyet yöntemi kullanılarak ekserji akısına sahip sistem bileşenlerinin maliyet akılarına yansıtılmıştır.

Kojenerasyon sistemlerinde maliyet etkin üretim yapılabilmesi için kullanılan yakıtın, üretilen ürünlerin, ekserji kayıplarının ve yıkımlarının ekonomik değerinin hesaplanması, ekserji analizi temeline dayanan özgül ekserji maliyeti (SPECO) metodu ile termoekonomik analiz yapılmıştır. Bu çalışmada uçak motorlarını kapsamamasına rağmen ekserjiekonomik analiz yönteminin ayrıntılı bir uygulaması olmasından dolayı yararlı bir kaynaktır.

1.3 Turboprop Motorlar ve T56-A-15 Motoru Hakkında Genel Bilgi

1940 yıllarında, egzoz türbinli kompresörler ile de donatılan en gelişmiş pistonlu motorlar uçuş yüksekliğinin artırılmasına ve dolayısıyla seyahat hızının ve uçuş ekonomisinin artırılmasına yeterli olamayınca; yükseklik ile verimi nispeten o kadar fazla etkilenmeyen gaz türbinlerinin pervane ile birlikte kullanılması yoluna gidilmiştir. Bu tür güç sistemleri önceleri İkinci Dünya Savaşı'nda kullanılan birkaç avcı uçağının uçuş yüksekliği ve hızını arttırmada uygulanmıştır. 1940 yıllarında Rolls-Royce firmasının geliştirdiği Dart tipi turboprop motorları Vickers fabrikalarının yaptığı Viscount ve Vanguard uçaklarında başarı ile kullanılmıştır. Sonraları, bu tip güç sistemleri birçok yolcu ve kargo / nakliye uçağı için uygulanmıştır. Bilindiği gibi bu tür güç grupları helikopterlerde de uygulanmaktadır. Bu uygulamada motor pervane yerine helikopterin rotorunu çevirmektedir. Helikopterlerde kullanılan bu tür motorlara turboaft motor ismi verilmektedir.



ekil 1.2 Rolls-Royce RB.53 Dart tipi turboprop motor (görsel)

1940 yılların sonuna do ru tasarımı yapılarak üretilen Rolls-Royce RB.53 motoru ekil 1.2’de gösterilmi tir. 1948 yılında ekil 1.3’de gösterilen Viscount V.806 uça ının motoru olarak kullanılmı tir. F27 ve H.S.478 uçakları için geli tirilmi tipi 1987 yılına kadar üretilmi tir.



ekil 1.3 RB.53 Dart tipi 4 motorlu Vickers V.806 Uça ı (Airport Data)

Turboprop güç sistemlerinin de pervane verimi ile sınırlı olduklarını unutmamak gerekir. Yani, uçu hızı ve uçu yüksekli i ile pervane verimi azalmakta, bu nedenle uçu ekonomisini artırılması ve daha hızlı ula ım olana ı sınırlı olmaktadır. Turboprop motorların yarattı ı itkinin ço unu bir pervaneyi döndürmek için kullanılan bir türbini vardır.

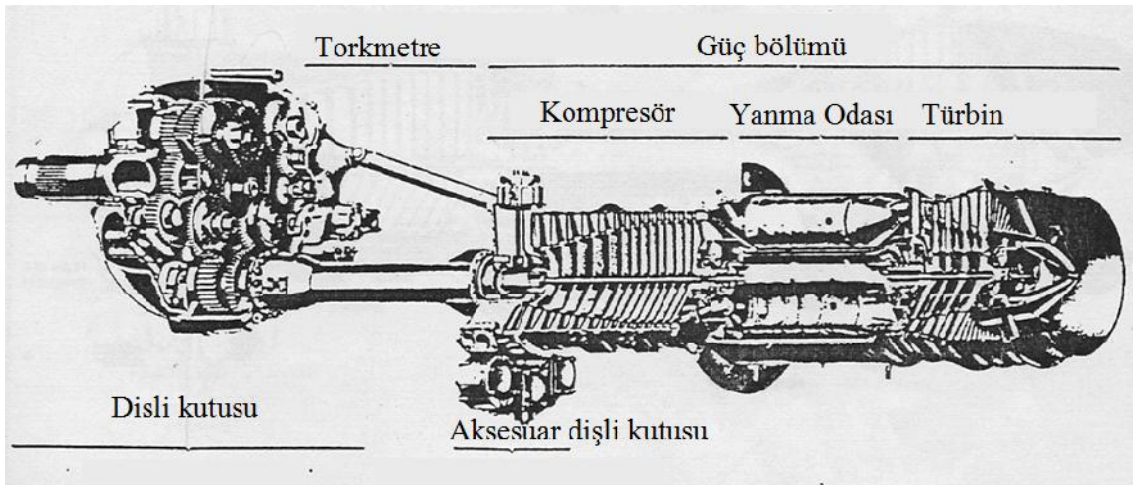
Turboprop motorlar ses altı uçaklarda kullanılır. Di er türbin motorlarına göre daha az yakıt tüketirler, çok daha sessizdirler ancak saatte 800 km den daha hızlı uçamazlar. Pervane uçlarındaki hızın ses hızına yakla ması durumunda verimi azalmakta, titre im vb. gibi sorunlar do maktadır.

Turboprop motorların çalı ma prensibi gaz türbinli motorların çalı ma prensibine dayanmaktadır. Gaz türbinli turbojet motorlarda itki egzozdan atılan yüksek hızlı egzoz gazları ile elde edilirken, turboprop motorlarda itki türbinden gelen aftın ba lı oldu u di li kutusuna irtibatlanmı olan pervane aracılı ıyla elde edilir. Bu motorlarda egzozdan atılan gazların itkideki payı, turbojet motor ile kar ıla tırıldı ında ihmal edilebilecek kadar küçük boyutlardadır.

Gelecekte C-130 ve C-160 uçaklarının yerini alacak ünlü ve Türkiye tarafından da ortak olunan A400M nakliye uçağı projesinde itki sağlamak üzere 4 adet 8 pervaneli TP400-D6 turboprop motoru kullanılmaktadır. Bu da turboprop motorların sahip olduğu avantajlar ile gelecekte de kendine geniş kullanım alanı bulacağını göstermektedir. Yakın gelecekte özellikle bölgesel havacılık alanında ve kısa süreli uçuşlarda, gaz emisyonları turbofan motorlara göre daha az olan, maliyetlerin daha az olduğu turboprop motorlu uçakların daha çok tercih edilmesinin ana nedeni olacaktır. Sahip olduğu avantajlardan biri de turboprop motora sahip uçaklar daha kısa ve bozuk pistlere ineabilmektedir. Turboprop motorların yabancı maddelere karşı olan hassaslığı turbofan motorlara göre daha düşüktür.

1995’de Rolls Royce firması tarafından satın alınıp Rolls Royce Allison ismini alan Allison firması tarafından üretilen tek aşmalı ve sabit hızlı T56-A-15LFE turboprop motoru Türk Hava Kuvvetleri’nde halen kullanılmakta olan C-130 ailesini uçurmaktadır. T-56 motoru Şekil 1.4’de gösterilmiştir (Enac, 1990).

Dakikadaki devri 13820 RPM, hava akışı 14,75 kg/sn, türbin giriş sıcaklığı 1077°C, hava yakıt oranı ise 47.6, ağırlığı ise 830 kg sahip olduğu katalog değerleridir (Enac, 1990).

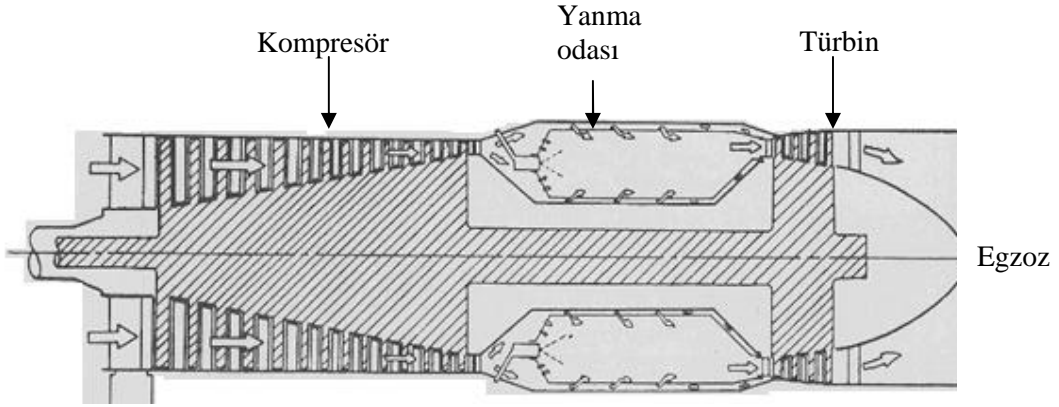


Şekil 1.4 T-56 Motoru ana üniteleri

Motor aksenal akışlı güç kısmı ve dişli kutusu ile bunları birleştiren torkmetre kısmından meydana gelmiştir. Motor sabit devirli olup, güç değişimlerinde devir

de i memektedir. Motor gücü de i mesine ra men devrin sabit tutulması pervane pale açılarının de i imi ile sa lanmaktadır.

Kompresörden egzozu kadar olan akı motor üzerinde ekil 1.5’de gösterilmi tir. Bu akı nın ba langıcında 14 kademeli kompresör ve kompresöre ba lı 4 kademeli türbin vardır. Kompresör ve türbin arasında 6 adet Can-Annular tipi yanma odası vardır. Bu kısmın ön alt bölümünde aksesuar di li kutusu monte edilmi tir.



ekil 1.5 T-56 Motoru içerisindeki akı

Kompresör, yanma ve pünematik sistemlerinin çalı ması için gerekli havayı sıkı tırır. Kompresörden alınan so utma havası yanma odaları ve türbin palelerinin so utulması için kullanılmaktadır.

6 adet yanma odası önden püskürtme memeleri ve arkadan türbin giri yuvasınca desteklenir. 2 ve 5 nolu yanma odalarında ate leme bujisi, di er yanma odalarında sahte buji takılıdır. 2 ve 5 nolu yanma odalarında ba layan yanma, di er odalara intikal borularıyla aktarılır.

4 kademeli türbin kısmı yanma odasından gelen tazyikli ve yüksek akı lı hava enerjisine çevirir. Yanma odasına giren hava ve yakıtın alevlenme limiti birbiri ile uyumlu olmak zorundadır. Yanma reaksiyonunda kullanılacak havanın miktarı ve hızının olması gerekenden fazla olması durumunda alevin sönme riski ortaya çıkmakta, havanın olması gereken miktardan daha az olması durumunda ise yanma i leminden alınacak verimin dü mesine neden olmaktadır. Bu enerji ile türbin hem pervaneyi çeviren afa güç sa lar hem de motor üzerinde bulunan di er aksesuarlara gerekli

enerjiyi sa lamaktadır. Türbin ve gaz jeneratörü için ayrı aft ve türbinler yerine bu motorda tek aft üzerinde tek türbin bulunmaktadır.

BÖLÜM 2

TERMODİNAMİK ANALİZ

2.1 Termodinamik Analiz

Termodinamik analiz, mevcut enerji kaynaklarının en iyi şekilde değerlendirilmesi amacıyla enerji ve ısı mühendisliği biliminde oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Termodinamik bilimi; temel olarak birinci ve ikinci yasa olarak bilinen iki doğal yasadandır. Termodinamik analiz; bir sistemin termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına göre analizini içerir.

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin niceliğiyle ilgilidir. Enerjinin var veya yok edilemeyeceğini vurgular. Enerji termodinamik bir özelliktir ve bir etkileşim esnasında enerji bir eklemeden diğer ekleme dönüşebilir ancak toplam enerji miktarı değişmez. Birinci yasa, bir haldeki bir esnasında enerjinin hesabını tutmak için bir yöntem ortaya koyar. Enerji sistem sınırlarından ısı veya iş olarak geçebilir. Enerji geçişi, sistemle çevresi arasında bir sıcaklık farkından dolayı oluyorsa ısı geçişi olarak, eşer sıcaklık farkı olmuyorsa iş olarak tanımlanır.

Termodinamiğin ikinci yasası, hal değişimlerinin hangi yönde gerçekleşebileceklerini belirler ve enerjinin niceliğinin yanında niteliğinin de olduğunu vurgular ve gerçek proseslerde enerjinin kalitesinin azalma yönünde olduğunu söyler. Bir sisteme giren toplam enerjinin bir bölümü; sistemdeki sürtünme, yanma reaksiyonu, entropi oluşumu vb. tersinmezliklerden dolayı yok olur ve giren enerjinin niteliği, yani iş yapabilme yeteneğinde azalma olur. Bundan dolayı, birçok kaynakçada termodinamiğin ikinci yasasına kullanılabilir enerji, yararlı enerji veya ekserji analizi ismi verilmiştir (Çengel ve Boles, 1996).

Bir sistemin ekserjisi, referans çevreyle dengeye gelinceye kadar yapabileceği maksimum iş olarak tanımlanabilir. Ekserji analizi; enerji atıklarının ve kayıpların yerini, tipini ve büyüklüğünü doğru bir şekilde tespit ettiğinden dolayı enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması için yararlı bir analiz yöntemidir. Dincer and

Cengel (2001) tarafından yapılan çalı mada “enerji ve ekserji” terimleri kar ıla tırılmı , bu kar ıla tırma Çizelge 2.1’de gösterilmi tir.

Çizelge 2.1 Enerji ve ekserji terimlerinin kar ıla tırması (Dincer and Cengel, 2001)

Enerji	Ekserji
<ul style="list-style-type: none"> • Sade enerji akı na ve maddenin parametrelerine ba lıdır ancak çevresel parametrelere ba lı de ildir. • Sıfırdan farklı de erlere sahiptir. • Tüm prosesler için termodinami in birinci yasası ile analiz edilir. • Tüm prosesler için termodinami in ikinci kuralı ile sınırlıdır. • Hareket üretme yetene idir. • Tüm proseslerde her zaman korunur ve yoktan var vardan yok edilemez. • Sadece miktarın bir ölçüsüdür. 	<ul style="list-style-type: none"> • Maddenin parametrelerine, enerji akı na ve çevresel parametrelere ba lıdır. • Çevre artlarında sıfıra e ittir. • Sadece tersinir proseslerde termodinami in birinci yasası ile analiz edilir. • Tersinir prosesler için sınırlı de ildir. • üretme yetene idir. • Sadece tersinir proseslerde her zaman korunur, ancak gerçek (tersinmez) proseslerde kayıplara u rar. • Entropi olu umundan dolayı olu an kayıpları göz önüne aldı ndan hem miktarın hem de kalitenin bir ölçüsüdür.

2.2 Enerji ve ekserji analizi

2.2.1 Enerji terimleri

Termal sistemlerde; elektrik, manyetik alan, yüzey gerilimi ve nükleer reaksiyonun bulunmadı ı durumlarda toplam enerji miktarı; kinetik, potansiyel, fiziksel (iç enerji + akı enerjisi) ve kimyasal enerjinin toplamından olu ur.

$$e = e_{kn} + e_{pt} + e_{ph} + e_{ch} \quad (2.1)$$

Denklemden yer alan e_{kn}, e_{pt}, e_{ph} ve e_{ch} terimleri, sırasıyla birim kütle için kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal enerjiyi göstermektedir. Birim kütle için;

- Kinetik enerji, mekanik enerjinin bir ekli ve akı kanının hızından kaynaklanır;

$$e_{kn} = \frac{V^2}{2} \left(\frac{m}{s} \right)^2 \left(\frac{1kJ/kg}{1000m^2/s^2} \right) \quad (2.2)$$

- Potansiyel enerji, mekanik enerjinin bir ekli ve akı kanının yüksekliğine ve yerçekimine bağlıdır;

$$e_{pt} = gz \left(\frac{m}{s^2} \right) (m) \left(\frac{1kJ/kg}{1000m^2/s^2} \right) \quad (2.3)$$

- Fiziksel enerji, iç enerji ile sistem sınırından yapılan işin toplamına, birim kütle başına bir anlatımla akı kanının entalpisinden kaynaklanır ve;

$$e_{ph} = u + Pv = c_{p(T)}T = h_{(T)} \quad (2.4)$$

deal gaz kabulüne göre;

Değişken özgül ısılar ile entalpi ve iç enerji;

$$h_{(T_2)} - h_{(T_1)} = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT \quad (2.5)$$

$$u_{(T_2)} - u_{(T_1)} = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) dT \quad (2.6)$$

Sabit özgül ısılar ile entalpi ve iç enerji;

$$h_{(T_2)} - h_{(T_1)} = c_p(T_2 - T_1) \quad (2.7)$$

$$u_{(T_2)} - u_{(T_1)} = c_v(T_2 - T_1) \quad (2.8)$$

denklemlerinden hesaplanabilir (Çengel ve Boles, 1996).

Bu çalışmada da kullanılacak olan bazı maddelerin sıcaklığın fonksiyonu olarak sabit basınçtaki molar özgül ısılarının hesaplanması Çizelge 2.2'ye göre yapılabilir.

- Kimyasal enerji;

Yakıtlar için, yakıtın alt veya üst ısıl değeri (H_a, H_u) ile fiziksel enerjisinin toplamına eşittir ve;

$$e_{ch} = H_a + h_{(T)} = H_a + c_{p,F,i}T_i - c_{p,F,o}T_o \quad (2.9)$$

$$e_{ch} = H_u + h_{(T)} = H_u + c_{p,F,i}T_i - c_{p,F,o}T_o \quad (2.10)$$

Çizelge 2.2 Sıcaklık fonksiyonu olarak bazı maddelerin sabit basınçtaki özgül ısıları
 $(\bar{c}_p (kJ / kmolK) = a + bT + cT^2 + dT^3)$ (Çengel ve Boles, 1996)

Madde	Formülü	a	b (10^{-2})	c (10^{-5})	d (10^{-9})
Hava		28.11	0.1967	0.4802	-1.966
Hidrojen	$H_2(g)$	29.11	-0.1916	0.4003	-0.8704
Nitrojen	$N_2(g)$	28.90	-0.1571	0.8081	-2.873
Oksijen	$O_2(g)$	25.48	1.520	-0.7155	1.312
Karbondioksit	$CO_2(g)$	22.2	5.981	-3.501	7.469

Yanmış gazlar için; gazın olum entalpisi ile fiziksel enerjisinin toplamına e ittir ve;

$$e_{ch} = h_F^o + h_{(T,P)} - h_{(T_0,P_0)} = h_F^o + \Delta h \quad \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (2.11)$$

$$\bar{e}_{ch} = \bar{h}_F^o + \bar{h}_{(T,P)} - \bar{h}_{(T_0,P_0)} = \bar{h}_F^o + \Delta \bar{h} \quad \left(\frac{kJ}{kmol} \right) \quad (2.12)$$

denklemlerinden hesaplanabilir (Moran,1999).

2.2.2 Ekserji terimleri

Elektrik, manyetik alan, yüzey gerilimi ve nükleer reaksiyonun bulunmadığı termal sistemlerde toplam ekserji miktarı; kinetik, potansiyel, fiziksel (iç enerji+akı ekserjisi) ve kimyasal ekserjinin toplamından oluşur.

$$V = V_{kn} + V_{pt} + V_{ph} + V_{ch} \quad (2.13)$$

Bu denklemdaki V_{kn} , V_{pt} , V_{ph} ve V_{ch} terimleri, sırasıyla birim kütle için kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal ekserjiyi göstermektedir. Birim kütle için;

- Kinetik enerji, mekanik enerjinin bir tipidir ve tamamen i e dönüşümlüdür. Bundan dolayı, bir sistemin kinetik enerjisinin i potansiyeli veya ekserjisi, çevre sıcaklık ve basınç değerlerine bakılmaksızın kinetik enerjisine e ittir. Kinetik ekserji;

$$V_{kn} = \frac{V^2}{2} \quad \left(\frac{m}{s} \right)^2 \left(\frac{1kJ / kg}{1000m^2 / s^2} \right) \quad (2.14)$$

• Potansiyel enerji de mekanik enerjinin bir eklidir ve tamamen i e dönü türülebilir. Bundan dolayı, bir sistemin potansiyel enerjisinin i potansiyeli veya ekserjisi, çevre sıcaklık ve basınç de erlerine bakılmaksızın potansiyel enerjisine e ittir. Potansiyel ekserji;

$$v_{pt} = gz \quad \left(\frac{m}{s^2}\right)(m)\left(\frac{1kJ/kg}{1000m^2/s^2}\right) \quad (2.15)$$

• Fiziksel ekserji, bir akı ya da maddenin belli bir anda sıcaklık ve basınç anlamında çevresiyle olan farklılı mın bir ölçüsüdür. 'h' ve 's' terimleri entalpi ve entropi olmak üzere birim kütle için fiziksel ekserji;

$$v_{ph} = [(h - h_o) - T_o(s - s_o)] \quad (2.16)$$

denkleminde hesaplanır. Bu denklemdeki $h-h_o$ terimi Denklem 2.5 veya 2.7'den bulunabilir. $s-s_o$ terimi ise de *i ken özgül ısılar yardımıyla*;

$$s_{(T,P)} - s_{(T_o,P_o)} = \int_{T_o}^T \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln \frac{P}{P_o} \quad (2.17)$$

$$s_{(T,P)} - s_{(T_o,P_o)} = \int_{T_o}^T \frac{c_v(T)}{T} dT + R \ln \frac{v}{v_o} \quad (2.18)$$

Sabit özgül ısılar yardımıyla;

$$s - s_o = c_p \ln \frac{T}{T_o} - R \ln \frac{P}{P_o} \quad (2.19)$$

$$s - s_o = c_v \ln \frac{T}{T_o} + R \ln \frac{v}{v_o} \quad (2.20)$$

denklemlerinden hesaplanabilir (Çengel and Boles, 1996).

Sabit basınçta özgül ısıya sahip hava ve yanmı gazların ideal gaz prensiplerine uydu u kabul edilir ise, birim kütle için fiziksel ekserji;

$$v_{ph} = c_{p(T)} \left[T - T_o - T_o \ln \left(\frac{T}{T_o} \right) \right] + RT_o \ln \left(\frac{P}{P_o} \right) \quad (2.21)$$

e itli inden hesaplanabilir (Ebadi and Gorji-Bandpy, 2005). Bu denklemdeki c_p , R , T ve P sırasıyla sabit basınçta özgül ısı, evrensel gaz sabiti, sıcaklık ve basınçtır.

deal gazların fiziksel ekserjisinin do rulanmasında, bazı özel durumların göz önüne alınması zorunludur. Su buharı $H_2O_{(g)}$ içeren ideal gaz karı ımı sabit basınçta ç i lenme

noktasının altına do ru so utuldu u zaman, su buharının bir kısmı yo u arak su $H_2O_{(s)}$ haline gelecektir. Çi lenme noktasının üzerindeki bir sıcaklıkta bulunan ideal gaz karı ımı; N_2 , O_2 , CO_2 , $H_2O_{(g)}$ 'dan olu ur ve bu maddelerin karı ım içerisindeki mol miktarları x_{N_2} , x_{O_2} , x_{CO_2} , $x_{H_2O_{(s)}}$ 'dir. Atmosferik artlarda, gaz karı ımı N_2 , O_2 ve CO_2 gazlarıyla doymu sıvı e itli indeki doymu su buharından meydana gelir. Su buharının kısmi basıncı doyma basıncına e ittir. Yo u madan sonra su buharı miktarı x_v ;

$$P_{doyma}(T_o) = \frac{x_v}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_v} P_o \quad (2.22)$$

Denklem (2.22) tekrar düzenlenirse;

$$x_v = \frac{(1 - x_{H_2O_{(g)}}) P_{doyma}(T_o)}{P_o - P_{doyma}(T_o)} \quad (2.23)$$

E er gaz karı ımı N_2 , O_2 , CO_2 , $H_2O_{(g)}$ ve $H_2O_{(s)}$ 'dan olu uyor ise ve mol oranları da x_{N_2} , x_{O_2} , x_{CO_2} , x_v ve $(1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_v)$ ise bu karı ımın entalpisi;

$$h_o = \frac{x_{N_2} \bar{h}_{N_2} + x_{O_2} \bar{h}_{O_2} + x_{CO_2} \bar{h}_{CO_2} + x_v \bar{h}_{H_2O_{(g)}} + (1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_v) \bar{h}_{H_2O_{(s)}}}{M_{karı\ im}} \quad (2.24)$$

Gaz karı ımlarının mol oranları;

$$x'_{N_2} = \frac{x_{N_2}}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_v} \quad (2.25a)$$

$$x'_{O_2} = \frac{x_{O_2}}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_v} \quad (2.25b)$$

$$x'_{CO_2} = \frac{x_{CO_2}}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_v} \quad (2.25c)$$

$$x'_{H_2O_{(g)}} = \frac{x_v}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_v} \quad (2.25d)$$

$$x'_{H_2O_{(s)}} = \frac{(1 - x_{N_2} - x_{O_2} - x_{CO_2} - x_v)}{x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2} + x_v} \quad (2.25e)$$

e itliklerinden hesaplanabilir (Colpan, 2005).

Gaz karışımını oluşturan maddelerin entropileri ise;

$$\bar{s}_{N_2}(T_o, x'_{N_2}, P_o) = \bar{s}_{N_2}^o(T_o) - \bar{R} \ln \frac{x'_{N_2} P_o}{P_{ref}} \quad (2.26a)$$

$$\bar{s}_{O_2}(T_o, x'_{O_2}, P_o) = \bar{s}_{O_2}^o(T_o) - \bar{R} \ln \frac{x'_{O_2} P_o}{P_{ref}} \quad (2.26b)$$

$$\bar{s}_{CO_2}(T_o, x'_{CO_2}, P_o) = \bar{s}_{CO_2}^o(T_o) - \bar{R} \ln \frac{x'_{CO_2} P_o}{P_{ref}} \quad (2.26c)$$

$$\bar{s}_{H_2O(g)}(T_o, x'_{H_2O}, P_o) = \bar{s}_{H_2O}^o(T_o) - \bar{R} \ln \frac{x'_{H_2O(g)} P_o}{P_{ref}} \quad (2.26d)$$

$$\bar{s}_{H_2O(s)}(T_o, x'_{H_2O}, P_o) = \bar{s}_{H_2O}^o(T_o) - \bar{R} \ln \frac{x'_{H_2O(s)} P_o}{P_{ref}} \quad (2.26e)$$

deal gazın entropisi;

$$s_o = \frac{\bar{s}_{N_2} + \bar{s}_{O_2} + \bar{s}_{CO_2} + \bar{s}_{H_2O(g)} + \bar{s}_{H_2O(s)}}{M_{karışım}} \quad (2.27)$$

e itliklerinden bulunur (Colpan,2005).

- Reaksiyonların kimyasal ekserjisi: Kimyasal reaksiyonlar sonucunda bir kontrol hacminin giri ve çıkışındaki gazların mol oranları aynı olmayabilir. Bu durumda çevresi ile reaksiyon sonucu bir kimyasal farklılık meydana gelecektir. Bir gazın, sistem sıcaklığı ve basıncındaki kimyasal yapısıyla aynı gazın çevre sıcaklığı ve basıncındaki kimyasal yapısı arasındaki fark kimyasal ekserji olarak tanımlanır. Birim mol için kimyasal ekserji; ideal gaz karışımları için;

$$\bar{v}_{ch} = -\bar{R}T_o \sum x_k \ln \frac{x_{o,k}}{x_k} \quad (2.28)$$

$$\bar{v}_{ch} = \sum x_k \bar{v}_{ch,k} + \bar{R}T_o \sum x_k \ln x_k \quad (2.29)$$

denklemlerinden hesaplanır (Bejan et al., 1996.; Moran, 1999., Ballı 2008.). Bu denklemlerdeki x_k : toplam gaz içerisindeki k'nıncı gazın mol oranını; $\bar{v}_{ch,k}$: k'nıncı gazın standart kimyasal ekserjini ifade eder. Literatürde standart kimyasal ekserjiler için mevcut iki yaklaşım vardır (Moran and Shapiro, 2000). Bunlardan birincisi Ahrendts (1980) tarafından ortaya atılmıştır. Bu modelde çevre basıncı 1.019 atm olarak kabul edilmiştir. İkinci model ise Szargut et al. (1988) tarafından geliştirilmiş olup çevre

basıncı 1 atm olarak alınmıştır. Çeşitli maddelerin her iki modele göre standart kimyasal ekserjileri bir çok termodinamik kitabında bulunmakla birlikte, hesaplamalarda sıklıkla kullanılan bazı maddelerin standart ekserji değerleri Çizelge 2.2’de verilmiştir. (Ballı 2008)

Yakıtların kimyasal ekserjilerinin hesaplanması, reaktif olmayan maddelerin kimyasal ekserjilerinin hesaplanmasından biraz farklıdır. Giren ve çıkan maddelerin ekserjileri (Russel and Adebıy, 1993);

$$\bar{V}_{ch,g} = \bar{g}_{g,o} - \bar{g}_o \quad (2.30)$$

$$\bar{V}_{ch,\zeta} = \bar{g}_{\zeta,o} - \bar{g}_o \quad (2.31)$$

Çizelge 2.3 Standart kimyasal ekserji değerleri \bar{v}_{ch} ($kJ/kmol$)
(Russel and Adebıy, 1993; Moran, 1999)

Madde	Formülü	Model I (Ahrendts, 1980)	Model II (Szargut et al.,1988)
Hidrojen	$H_2(g)$	235250	236100
Nitrojen	$N_2(g)$	640	720
Oksijen	$O_2(g)$	3950	3970
Karbondioksit	$CO_2(g)$	14175	19870
Su	$H_2O(g)$	8635	9500
	$H_2O(s)$	45	900

Bu denklemlerdeki, $\bar{g}_{g,o}$ ve $\bar{g}_{\zeta,o}$; giren ve çıkan akıların Gibbs fonksiyonlarını gösterirken, \bar{g}_o ise akının çevre haline indirgenmesi durumunda de i en Gibbs fonksiyonunu belirtmektedir. Kimyasal reaksiyon sonucunda elde edilebilecek maksimum i $kJ/kmol$ cinsinden;

$$\bar{w}_{max} = \bar{g}_{g,o} - \bar{g}_{\zeta,o} \quad (2.32)$$

$$\bar{w}_{max} = \bar{V}_{ch,g} - \bar{V}_{ch,\zeta} \quad (2.33)$$

$$\bar{w}_{max} = (\bar{h}_{g,o} - \bar{h}_{\zeta,o}) - T_o (\bar{s}_{g,o} - \bar{s}_{\zeta,o}) \quad (2.34)$$

bağlılarıyla bulunabilir. Verilen sıcaklık için reaksiyondaki yakıt ve diğer maddelerin entalpi ve entropileri termodinamik tablolardan elde edilir ve denklem (2.34)’de yerine

konularak reaksiyon (yanma) sonucunda ortaya çıkan enerjiden alınabilecek maksimum i bulunur.

Çizelge 2.4 Bazı mükemmel gazların kimyasal ekserji değerleri
 \bar{v}_{ch} (kJ / kmol) (Russel and Adebii, 1993)

Maddeler	\bar{v}_{ch}
Karbondioksit	$2478.907 \ln x_{CO_2} + 20108$
Karbonmonoksit	$2478.907 \ln x_{CO} + 275224$
Etan	$2478.907 \ln x_{C_2H_6} + 1484952$
Hidrojen	$2478.907 \ln x_{CO_2} + 235153$
Metan	$2478.907 \ln x_{CH_4} + 830212$
Nitrojen	$2478.907 \ln x_{N_2} + 693$
Oksijen	$2478.907 \ln x_{O_2} + 3948$
Su buharı	$2478.907 \ln x_{H_2O} + 8595$

$C_a H_b$ ekindeki kimyasal formüle sahip hidrokarbon yakıtların kimyasal ekserjileri a a ıdaki denklemden daha do ru olarak hesaplanabilir (Moran and Shapiro, 2000);

$$\bar{v}_{ch,f} = \left[\bar{h}_F + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{h}_{O_2} - a \bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{h}_{H_2O(g)} \right] (T_o, P_o) - T_o \left[\bar{s}_F + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{s}_{O_2} - a \bar{s}_{CO_2} + \frac{b}{2} \bar{s}_{H_2O(g)} \right] (T_o, P_o) + \bar{R} T_o \ln \left[\frac{(x_{o,O_2})^{a+b/4}}{(x_{o,CO_2})^a + (x_{o,H_2O})^{b/2}} \right] \quad (2.35)$$

Ayrıca, bazı maddelerin ve yakıtların kimyasal ekserjilerinin bulunması için kullanılan Çizelge 2.4 ve 2.5’de verilen yöntemlerde mevcuttur. Çizelge 2.4’deki ‘x’ terimi maddenin karı ımdaki mol oranını vermektedir. Saf madde için $\ln x=0$ olmaktadır.

Bununla birlikte standart kimyasal ekserji de erleri sıcaklık ve basınca ba lı de ildir. Çizelge 2.5’de verilen ba ıntılar ise $C_C H_H O_O S_S N_N$ ekinde kimyasal formüle sahip hidrokarbon bazlı yakıtlar içindir. Bu ba ıntılardaki H/C, O/C, N/C ve S/C terimleri atomik oranları tanımlamaktadır.

Çizelge 2.5 Hidrokarbon ($C_C H_H O_O S_S N_N$) bazlı yakıtların kimyasal ekserji formülleri
(Russel and Adebıy 1993)

Bazı mükemmel gazların kimyasal ekserji de erleri \bar{v}_{ch} (kJ / kmol)	
	$\frac{O}{C} \leq 0.5$; $\frac{V_{ch,F}}{H_a} = \chi_F \cong 1.0438 + 0.0158 \frac{H}{C} + 0.0813 \frac{O}{C} + 0.0471 \frac{N}{C}$ (2.36)
Kati	$\frac{O}{C} > 0.5$ için;
	$\frac{V_{ch,F}}{H_a} = \chi_F \cong \frac{1.0438 + 0.0158 \frac{H}{C} - 0.3343 \frac{O}{C} \left(1 + 0.0609 \frac{H}{C} \right) + 0.0447 \frac{N}{C}}{1 - 0.4043 \frac{O}{C}}$ (2.37)
	$\frac{V_{ch,F}}{H_a} = \chi_F \cong 1.0374 + 0.0159 \frac{H}{C} + 0.0567 \frac{O}{C} + 0.05985 \frac{S}{C} \left(1 - 0.1737 \frac{H}{C} \right)$ (2.38)
Sıvı	$\frac{V_{ch,F}}{H_a} = \chi_F \cong 1.04224 + 0.011925 \frac{H}{C} - 0.042 \frac{1}{C}$ (2.39)
	$\frac{V_{ch,F}}{H_a} = \chi_F \cong 1.0401 + 0.01728 \frac{H}{C} + 0.0432 \frac{O}{C} + 0.2196 \frac{S}{C} \left(1 - 2.0628 \frac{H}{C} \right)$ (2.40)
Gaz	$\frac{V_{ch,F}}{H_a} = \chi_F \cong 1.0334 + 0.0183 \frac{H}{C} - 0.0694 \frac{1}{C}$ (2.41)
	$\frac{V_{ch,F}}{H_a} = \chi_F \cong 1.033 + 0.0169 \frac{H}{C} - 0.0698 \frac{1}{C}$ (2.42)

Sıcaklı ı referans çevre artlarında (298.15 K) olan, ancak basınçları referans çevre artlarından yüksek de erlere sahip ideal gaz kabulüne uyan maddelerin ve yakıtların ekserjisi, bu madde ve yakıtların fiziksel ve standart kimyasal ekserjilerinin toplamına e ittir. Bu durumda standart kimyasal ekserji de erleri kullanılarak ideal gazın veya yakıtın toplam ekserjisi (Moran,1999);

$$v_{TF} = v_{ph} + v_{ch} = RT_o \ln \frac{P}{P_o} + \frac{\bar{v}_{ch}}{M} \quad (2.43a)$$

Yakıtların alt ısıl de erleri ve hidrokarbonlu yakıtların kimyasal ekserji de erleri kullanılarak yakıtın toplam ekserjisi;

$$v_{TF} = v_{ph,F} + v_{ch,F} = RT_o \ln \frac{P}{P_o} + v_{ch,F} = RT_o \ln \frac{P}{P_o} + H_d \chi_F \quad (2.43b)$$

denklemlerinden hesaplanabilir.

Sıcaklığı ve basınçları referans çevre artlarından farklı değerlere sahip ideal gaz kabulüne uyan maddelerin ve yakıtların ekserjisi, bu madde ve yakıtların fiziksel ve standart kimyasal ekserjilerinin toplamına eşittir. Bu durumda standart kimyasal ekserji değerleri kullanılarak ideal gazın veya yakıtın toplam ekserjisi;

$$v_{TF} = v_{ph} + v_{ch} = \left[c_P \left(T - T_o - T_o \ln \frac{T}{T_o} \right) + RT_o \ln \frac{P}{P_o} \right] + \frac{\bar{v}_{ch}}{M} \quad (2.44a)$$

Yakıtların alt ısı değerleri ve hidrokarbonlu yakıtların kimyasal ekserji değerleri kullanılarak yakıtın toplam ekserjisi;

$$v_{TF} = v_{ph} + v_{ch} = \left[c_P \left(T - T_o - T_o \ln \frac{T}{T_o} \right) + RT_o \ln \frac{P}{P_o} \right] + H_d \chi_F \quad (2.44b)$$

denklemlerinden hesaplanabilir (Balli and Aras, 2007; Aras and Balli, 2008).

2.2.3 Kontrol hacimleri için denge denklemleri

Termodinamik analiz yapılacak açık sistemler genellikle sürekli akımlı açık sistemler ve zamanla değişen açık sistemlerdir. Sürekli akımlı sürekli sistemlerde (SASA) akımların kontrol hacminde sürekli bir akım söz konusu olup, kontrol hacminin herhangi bir noktasında akımların özellikleri zamana göre değişmez. Bu çalışmada sürekli akımlı açık sistemler prensibine göre turboprop motor incelenecektir.

2.2.3.1 Kütle denge denklemi

Kontrol hacmindeki kütle birikiminin zamanla değişimi, kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan kütle akımları arasındaki farka eşittir ve;

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_g \dot{m} - \sum_{\zeta} \dot{m} \quad (2.45)$$

bağantısıyla hesaplanır. Diğer yandan birçok mühendislik sistemi sürekli akımlı sistemler olarak kabul edilmektedir (Moran and Shapiro, 2000; Çengel ve Boles, 1996).

Sürekli akı lı sürekli açık sistemlerde (SASA) kütle birikimi olmayacağından $dm/dt=0$ olur. Denklem (2.46)'de verilen kütle denge denklemi SASA sistemler için;

$$\sum_g \dot{m} = \sum_{\zeta} \dot{m} \quad (2.46)$$

şeklinde yazılabilir.

2.2.3.2 Enerji denge denklemi

Kontrol hacmindeki enerji birikiminin zamanla değişimi, kontrol hacmine enerji transferiyle giren ve kontrol hacminden enerji transferiyle çıkan enerji akımları arasındaki farka eşittir. Kontrol hacmine enerji veya ısı transferiyle girebilir veya çıkabilir. Bu durumda en genel enerji denge denklemi (Moran,1999);

$$\frac{dE_T}{dt} = \dot{Q}_{KH} - \dot{W} + \sum_g \dot{m}_g \left(u_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} \left(u_{\zeta} + \frac{V_{\zeta}^2}{2} + gz_{\zeta} \right) \quad (2.47)$$

şeklinde yazılır. Bu denklemdeki \dot{W} ifadesi, kontrol hacminde tarafından yapılan iş ile akımların toplamı olduğundan \dot{W} ;

$$\dot{W} = \dot{W}_{KH} + \dot{m}_{\zeta} (P_{\zeta} v_{\zeta}) - \dot{m}_g (P_g v_g) \quad (2.48)$$

eşittir. Bu durumda Denklem (2.47);

$$\frac{dE_T}{dt} = \dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \sum_g \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} \left(h_{\zeta} + \frac{V_{\zeta}^2}{2} + gz_{\zeta} \right) \quad (2.49)$$

şeklinde tekrar yazılabilir.

Sürekli akı lı sürekli açık sistemlerde(SASA) enerji birikimi olmayacağından $dE_T/dt=0$ olur. Denklem (2.50)'de verilen enerji denge denklemi SASA sistemler için;

$$0 = \dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \sum_g \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} \left(h_{\zeta} + \frac{V_{\zeta}^2}{2} + gz_{\zeta} \right) \quad (2.50)$$

şeklinde yazılabilir (Moran, 1999).

2.2.3.3 Entropi denge denklemi ve tersinmezlik ifadesi

Kontrol hacminin birim zamandaki entropi değişimi; kontrol hacmi yüzeylerinden ısı geçişi sonucu birim zamanda geçen entropi, kütleyle birim zamanda kontrol hacmine taşıyan net entropi ve kontrol içinde tersinmezlikler sonucu birim zamanda üretilen entropinin toplamına eşittir. Buna göre entropi dengesi;

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = \sum_k \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum_g \dot{m}_g s_g - \sum_\zeta \dot{m}_\zeta s_\zeta + \dot{S}_{\text{üretilen},KH} \quad (2.51)$$

şeklinde yazılabilir (Moran, 1999; Çengel ve Boles, 1996).

Bu denklemin sol tarafı, kontrol hacmindeki birim zamandaki entropi değişimini, sağ tarafındaki birinci terim ısı geçişiyle gerçekleşen entropi geçişini, ikinci ve üçüncü terim ise birim zamandaki kütleyle aktarılan entropiyi, son terim ise kontrol hacmi içerisindeki entropi üretimini ifade eder.

Sistem sınırları içerisinde ısı transferinin olduğu sürekli akımlı sürekli açık sistemlerde $dS_{KH}/dt=0$ olduğundan entropi dengesi;

$$\dot{S}_{\text{üretilen},KH} = \sum_\zeta \dot{m}_\zeta s_\zeta - \sum_g \dot{m}_g s_g + \sum_k \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \geq 0 \quad (2.52)$$

olarak yazılabilir (Moran, 1999; Çengel ve Boles, 1996).

Denklem (2.53)'den entropinin korunmadığı görülmektedir. Gerçek sistemler için çıkanların entropisi girenlerin entropisinden daima büyük olmakta, bu fark da sistem içerisindeki tersinmezliklerden veya sistem ile çevresi arasındaki ısı transferinden kaynaklanmaktadır.

Bir giriş ve bir çıkışı olan SASA sistemleri için Denklem (2.53);

$$\dot{S}_{\text{üretilen},KH} = \dot{m}(s_\zeta - s_g) + \sum_k \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \geq 0 \quad (2.53)$$

şeklinde yazılabilir.

Akışkanın birim kütlesi için entropi değişimleri (kJ/kgK);

- Katı ve sıkı tırlamaz sıvılar;

$$s_\zeta - s_g = c_{ort} \ln \frac{T_\zeta}{T_g} \quad (2.54)$$

- Mükemmel gazlar için:

➤ Sabit özgül ısılar kullanılarak;

$$s_{\zeta} - s_g = c_{v,ort} \ln \frac{T_{\zeta}}{T_g} + R \ln \frac{v_{\zeta}}{v_g} \quad (2.55)$$

$$s_{\zeta} - s_g = c_{p,ort} \ln \frac{T_{\zeta}}{T_g} - R \ln \frac{P_{\zeta}}{P_g} \quad (2.56)$$

➤ De i ken özgül ısılar kullanılarak;

$$s_{\zeta} - s_g = (s_{\zeta}^o - s_g^o) - R \ln \frac{P_{\zeta}}{P_g} \quad (2.57)$$

- zantropik hal de i imi için;

$$s_{\zeta}^o = s_g^o - R \ln \frac{P_{\zeta}}{P_g} \quad (2.58)$$

ba ntılarından hesaplanabilir (Çengel ve Boles, 1996). s^o fonksiyonu sadece sıcaklı a ba lıdır.

SASA için tersinmezlik ifadesi;

$$\dot{I}_{\text{üretilen,KH}} = T_o \dot{S}_{\text{üretilen,KH}} = T_o \left(\sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} s_{\zeta} - \sum_g \dot{m}_g s_g + \sum_k \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \right) \quad (2.59)$$

ba ntısıyla bulunur.

2.2.3.4 Ekserji denge denklemi

Belirli bir kontrol hacmi için entropide oldu u gibi ekserji korunumundan da söz edilmez. Tersinmez süreçlerde ekserjide daima azalma meydana gelmektedir. Buna göre söz konusu kontrol hacmi için en genel anlamda ekserji denge denklemi (Moran and Shipora, 2000);

$$\frac{dEx_{KH}}{dt} = \sum_k \left(1 - \frac{T_o}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W}_{KH} - P_o \frac{dV_{KH}}{dt} \right) + \sum_g \dot{m}_g v_g - \sum_{\zeta} \dot{m}_{\zeta} v_{\zeta} - \dot{Ex}_D \quad (2.60)$$

eklinde yazılabilir. Bu denklemdeki $\frac{dEx_{KH}}{dt}$ ve $\frac{dV_{KH}}{dt}$ terimleri sırasıyla kontrol hacminin ekserji ve hacim de i imi ekinde tanımlanır. \dot{Ex}_D terimi ise kontrol hacmi

içerisindeki ekserji yıkımını (exergy destruction) göstermektedir. Sistemin sürekli akı lı sürekli açık bir sistem oldu u kabul edildi inde $\frac{dEx_{KH}}{dt}$ ve $\frac{dV_{KH}}{dt}=0$ olaca ından;

$$0 = \sum_k \left(1 - \frac{T_o}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W}_{KH} + \sum_g \dot{m}_g v_g - \sum_{\xi} \dot{m}_{\xi} v_{\xi} - \dot{E}x_D \quad (2.61)$$

ekline dönü ür. Bu denklemdeki ilk terim ısı geçi inden kaynaklanan ekserji giri ini veya çıkı ını, ikincisi ise kontrol hacminde yapılan i i ifade etmektedir.

, ısı ve kütle/akı kan ile transfer edilen ekserjiler bir bütün olarak dü ünüldü ünde, bir sistem için birim zamandaki ekserji dengesi (Bejan et al.,1996);

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_{\xi} + \dot{E}x_D + \dot{E}x_L \quad (2.62)$$

eklinde yazılabilir.

Bu denklemdeki $\dot{E}x_D$, sistem içerisindeki tersinmezliklerden ve entropi üretiminden dolayı meydana gelen ekserji yıkımını; $\dot{E}x_L$ ise, bir daha kullanılmayacak ekilde sistem sınırlarından veya kontrol hacminden çevreye atılan ekserji kaybını ifade eder.

Bir sistemdeki ekserji yıkımı ve ekserji kayıplarının toplamına ekserji tüketimi denir ve $\dot{E}x_C$ ile gösterilir.

$$\dot{E}x_C = \dot{E}x_D + \dot{E}x_L \quad (2.63)$$

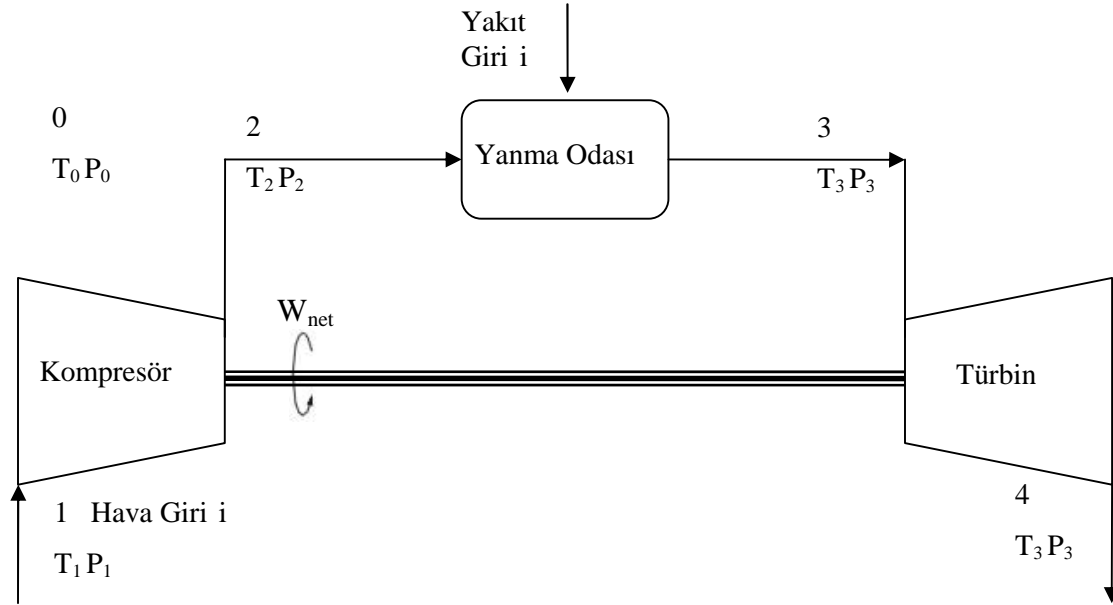
deal ve tersinir olmayan tüm hal de i imlerinde sisteme veya kontrol hacmine giren toplam ekserji miktarı, sistemden veya kontrol hacminden çıkan ekserji miktarından her zaman büyüktür.

2.3 Brayton Çevrimi

Gaz türbinli motorların çalı ma prensibi brayton çevrimine göre açıklanmaktadır ve ekil 2.1'de görülmektedir. Bu çevrim kompresörde sıkı tırma, yanma odasında sabit basınçta yanma ve türbinde genle meden meydana gelmektedir.

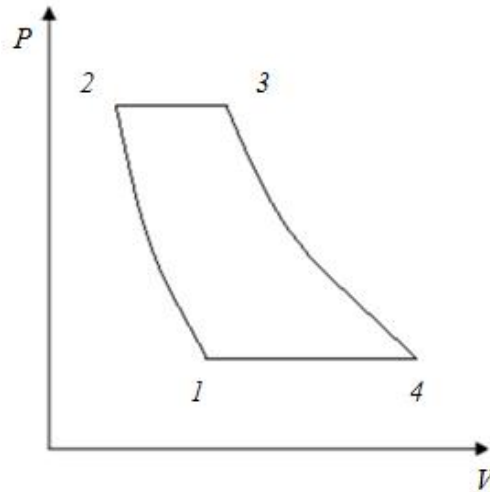
ematik gösterimdeki 0, 1, 2, 3 ve 4 numaralı istasyonlar sırasıyla çevre, kompresör giri i, kompresör çıkı ı-yanma odası giri i, yanma odası çıkı ı-türbin giri i, türbin çıkı ını göstermektedir.

stasyon numaralarındaki T ve P değerleri sırasıyla o istasyon numarasındaki giri ve çıkış noktalarındaki sıcaklık ve basınç değerlerini tanımlamaktadır.



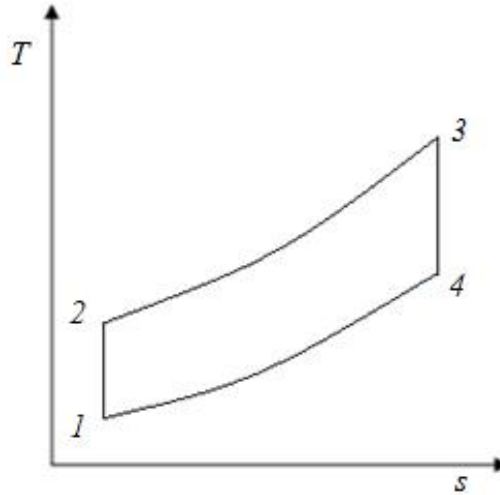
ekil 2.1 Brayton çevrimiematik gösterimi

ekil 2.2 de Brayton çevrimine ait basınç ve hacim arasındaki ilişkiyi gösteren diyagram görülmektedir. Kompresör boyunca basınç artmakta, yanma odasında sabir basınçta yanma işlemi gerçekleşmekte, türbinde ise basınçta düşme ve genişleme gerçekleşmektedir.



ekil 2.2 Brayton çevrimine ait P - V diyagramı

ekil 2.3'de ise Brayton çevrimine ait sıcaklık ve entropi arasındaki ilişkiyi gösteren diyagram görülmektedir. Kompresörde ve türbinde adyabatik proses nedeni ile entropi değişimi görülmemektedir.



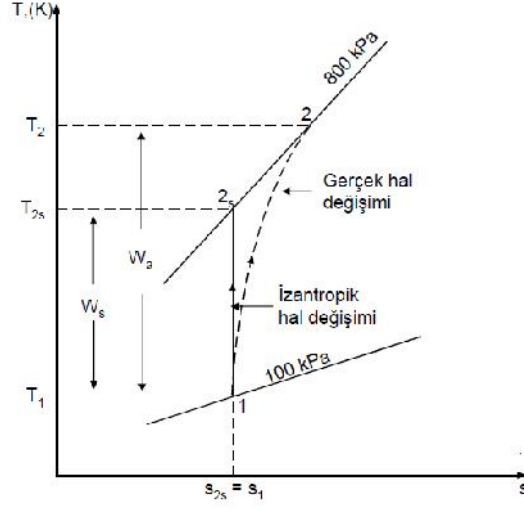
ekil 2.3 Brayton çevrimine ait T - s diyagramı

Kompresöre giren hava hızı sabit kalırken basınç ve sıcaklıkta artı olur. Kompresör içerisindeki havanın akı hızının sabit kalırken kompresör kademeleri boyunca basıncının artması için kompresörün ilk kademesinden son kademesine do ru rotor bladelerinin (kompresör paleleri) boyutları gittikçe küçülmektedir. Kompresörde sabit hava akı ı olmaması yani, akı ın düzgün olmaması kompresörde stall denen olaya neden olmaktadır. Bu olay sonucunda motor düzgün çalı mamakta, tüm kompresörü etkileyebilecek ekilde meydana gelebilecek akı düzensizli inde kompresörün ters yöne dönmesi bile mümkün olabilmektedir.

Kompresör kısmında gerçekleşen sıkı tırma i lemi izantropik olarak kabul edilir ve izantropik (adyabatik) verim ile ölçülürken kompresör çıkı ındaki basınç ve sıcaklık oranı arasında;

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.64)$$

eklinde bir ba lantı vardır. Denklem (2.64)'deki k , özgül ısı oranını tanımlamaktadır ve hava için de eri 1.4'tür. Kompresör ve türbin gibi turbomakine elemanlarının ideal ve gerçek durumlarda ürettikleri ve kullandıkları i ler arasındaki ili ki izantropik verimle ölçülür.



ekil 2.4 Adyabatik kompresörlerde gerçek ve izantropik hal değişimlerinin T-s diagramları (Çengel, 1996)

ekil 2.4'de adyabatik bir kompresörün kullandığı izantropik ve gerçek durumlar dikkate alınarak gösterilmiştir. Kompresörün kullandığı gerçek işin izantropik işten daha büyük olduğu görülmektedir. Bu durumda kompresör çıkışı sıcaklığı gerçek durumlar için ideal durumlara göre daha yüksek çıkmaktadır. Denklem (2.64)'den elde edilen T_{2s} (ideal artlardaki kompresör çıkışı sıcaklığı) ile gerçek T₂ değerleri kullanılarak kompresörün izantropik verimi,

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.65)$$

eklinde hesaplanır. Bu eklede izantropik verimi ve basınç oranı bilinen bir kompresörde gerçek çıkışı sıcaklığı bulunabilir.

Basıncı ve sıcaklığı artırılmış olan hava yanma odasına girer. En verimli, tam yanma sağlayabilecek orandaki hava yakıt oranına uygun yakıt ile karıştırılarak yanma meydana gelir.

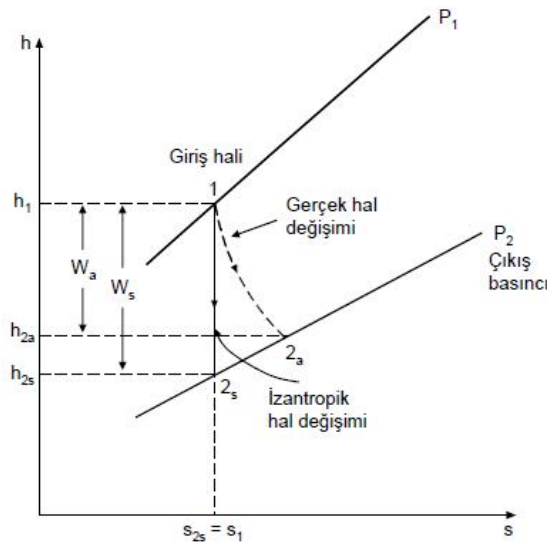
Yüksek sıcaklık ve basınçta yanma odasından ayrılan yanma sonu gazları türbine yönlendirilir. Türbin katçıkları arasından geçen yanma sonu gazların kaybettiği basınç ve sıcaklık ağırlık gücüne dönüşür. Böylelikle kimyasal enerji mekanik enerjiye çevrilmiş olur. Elde edilen mekanik enerjinin büyük bölümü kompresörü çalıştırmak için kullanılırken kalan bölümü motor aksesuarlarını çalıştırmak için kullanılır. Türbin komponentine ait verim izantropik verimle ölçülür. T₃, T_{4s} ve T₄, sırasıyla türbin girişi sıcaklığı, izantropik türbin çıkışı sıcaklığı ve gerçek türbin çıkışı sıcaklığı olmak üzere;

$$\frac{T_3}{T_{4S}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.66)$$

denklemler ile izantropik çıkış sıcaklığı hesaplanabilmektedir. Elde edilen bu değerlere göre, gerçek çıkış sıcaklığı biliniyorsa izantropik verim, izantropik verim biliniyorsa da gerçek çıkış sıcaklığı,

$$y_t = \frac{T_3 - T_{4S}}{T_3 - T_4} \quad (2.67)$$

Denklemler ile bulunabilir. Şekil 2.5’de türbinde meydana gelen gerçek ve ideal değişimlerin büyüklükleri görülmektedir. Türbinden çıkan gazlar daha sonra egzoz bölümünü girmekte ve buradan yüksek hızlarda atmosfere atılmaktadır. Turbojet motorlarda itki düşük debide ve yüksek hızda gaz akımından, turbofan motorlarda ise yüksek debili ve düşük hızlı gaz akımından elde edilirken turboprop motorlarda itki pervane aracılığıyla elde edilir (Turgut, 2007).



Şekil 2.5 Adyabatik bir türbinde gerçek ve ideal değişimlerin entalpi-entropi diyagramı (Çengel, 1996).

BÖLÜM 3

ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

3.1 Enerji Analizi

Bir sistem için enerji dengesi;

Sisteme girenlerin enerjisi-Sistemden çıkanların enerjisi= Sistemde depolanan enerji olarak ifade edilebilir. Sistemden çıkanların enerjisi ise;

Sistemden çıkanların enerjisi= Ürünlerin enerjisi+Enerji kaybı şeklinde ifade edilebilir (Rosen and Dincer, 2003).

Bu ifadelerin ışığında her bir sistem bileşeninin çıkışındaki enerji miktarının girişindeki enerji miktarına oranına “enerji verimi” denir ve k 'nıncı sistem bileşeni için enerji verimi (y_k);

$$y_k = \frac{\dot{E}_{\phi,k}}{\dot{E}_{g,k}} \quad (3.1)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Sistemin tamamı için enerji verimi; sistemin ürettiği ürünlerin enerjisinin sisteme giren toplam yakıt enerjisine oranı olarak ifade edilir. Bu parametre, bazı kaynaklarda enerjiden yararlanma oranı olarak verilmiştir. Buna göre yakıt kullanan sistemler için enerji verimi (y);

$$y_{sistem} = \frac{\dot{E}_{TP}}{\dot{E}_{TF}} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{net}}{\dot{E}_{TF}} \quad (3.2)$$

denklemden hesaplanabilir (Sue and Chuang, 2004).

Bu denklemdeki \dot{E}_{TP} , \dot{E}_{TF} , \dot{W}_{net} ve \dot{Q}_{net} terimleri sırasıyla, ürünlerin toplam enerjisini, yakıtın toplam enerjisini, üretilen net iş (sistem dahilinde kullanılan miktar çıkartıldıktan sonra) ve üretilen net ısı enerjini (sistem dahilinde kullanılan miktar çıkartıldıktan sonra) ifade etmektedir.

3.1.1 zafi enerji kayıp oranı

Her bir sistem bile eninde meydana gelen enerji kaybının, sistemin tamamında meydana gelen enerji kaybına oranına “izafi enerji kayıp oranı” denir ve k ' nıncı sistem bile eni için enerji kayıp oranı (r);

$$r = \frac{\dot{E}_{L,k}}{\dot{E}_{TL,sistem}} \quad (3.3)$$

e itli inden hesaplanabilir (Balli and Aras, 2007).

Bu denklemdeki $\dot{E}_{L,k}$ ve $\dot{E}_{TL,sistem}$ terimleri, sırasıyla k ' nıncı sistem bile enindeki enerji kaybını ve sistemde meydana gelen toplam enerji kaybını ifade eder. zafi enerji kayıp oranı, enerji kayıplarının hangi sistem bile eninde hangi derecede meydana geldi ini gösteren bir parametredir.

3.1.2 Yakıt enerjisi tüketim oranı

Her bir sistem bile eninde meydana gelen enerji kaybının, sisteme giren toplam yakıt enerjisi cinsinden ifadesidir ve k ' nıncı sistem bile eni için yakıt enerjisi tüketim oranı (S);

$$S = \frac{\dot{E}_{L,k}}{\dot{E}_{TF,sistem}} \quad (3.4)$$

denkleminde hesaplanabilir (Balli and Aras, 2007).

Bu denklemdeki $\dot{E}_{TF,sistem}$ terimi, sisteme giren toplam yakıt enerjisini ifade eder. Yakıt enerjisi tüketim oranı, hangi sistem bile eninde ne kadar yakıt enerjisini kayba u radı ını gösterir.

3.1.3 Ürün enerjisi kayıp oranı

Her bir sistem bile eninde meydana gelen enerji kaybının, sistemin üretece i maksimum toplam üretim enerjisine oranıdır ve k ' nıncı sistem bile eni için ürün enerjisi tüketim oranı (u);

$$u = \frac{\dot{E}_{L,k}}{\dot{E}_{TP,sistem}} \quad (3.5)$$

denkleminde hesaplanabilir (Balli and Aras, 2007). Bu denklemdaki $\dot{E}_{TP,sistem}$ terimi, sistemin ürettiği ürünlerin toplam enerjisidir. Üretim enerjisi tüketim oranı, herhangi bir sistem bileşenindeki enerji kaybının sistemin toplam üretim enerjisine etkisini gösterir.

3.2 Ekserji Analizi

Ekserji analizi tüm sistem elemanlarının ayrı ayrı incelenmesi şeklinde yapılan bir analiz türüdür. Daha önce yapılan enerji analizlerine göre daha doğru sonuç verdiği için son yıllarda ekserji analizleri birçok sistem için kullanılmaya başlanmıştır.

Termodinamiğin ikinci yasası temel alınarak uygulanan teknikler bazı durumlarda yanlış yorumlanabilmektedir. Böyle durumlarla karşılaşmanın önlenmesi için dikkat edilmesi gereken bazı kavramlar bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, herhangi bir ünitenin tersinmezliğin tamamının düzeltilebilir ya da iyileştirilebilir olmayacağı bilinmesidir. Gerçek sistemlerde tersinmezliklerin iyileştirilmesi malzeme, üretim teknikleri, maliyetler gibi çeşitli sınırlamalar çerçevesinde söz konusu olabilmektedir. Bu nedenle tüm bu kısıtlar dikkate alınarak ortaya çıkarılacak bir optimizasyon, sadece tersinmezliklerin o anki sistemler içerisinde ne kadar iyileştirilebileceğine verilebilecek bir cevap olarak bulunabilir.

İkinci olarak her bir ünitenin tersinmezliğindeki değişimin, yakıt veya maliyetler açısından her zaman aynı kayıp veya kazancı getirmemesidir. Sonucunu ise, klasik tekniklerin bir sisteme yeni eklenen bir ünitenin neden olacağı ilave kaynak harcamasının gerçek sebebini tam olarak belirleyememesidir.

Meydana gelebilecek ekonomik kayıpların gerçek nedenleri sorgulanırken, sadece sisteme eklenen ünitenin değil, aynı zamanda bu yeni ünitenin etkisinde bulunacağı diğer ünitelerle arasındaki etkileşimin de göz önüne alınması gerekmektedir (Turgut, 2007).

Bir sistem ölü halde iken çevresi ile eşit sıcaklık ve basınçtaadır. Yani çevre ile ısıl, mekanik ve termodinamik dengededir. Ayrıca, sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Sistem ölü halde iken çevresiyle kimyasal reaksiyona giremez. (Çengel ve Boles, 1996).

Ekserjinin çok çe itli bile enleri vardır. E er magnetik ve yüzey gerilimlerinin tesirleri yok kabul edilirse, ekserji dört ana gruba ayrılabilir. Bunlar: fiziksel ekserji, kimyasal ekserji, potansiyel ekserji ve kinetik ekserjidir.

$$V = V_{kn} + V_{pt} + V_{ph} + V_{ch} \quad (3.6)$$

Bir sistem için ekserji dengesi;

$$\text{Sisteme girenlerin ekserjisi} - \text{Sistemden çıkanların ekserjisi} - \text{ekserji yıkımı} = \text{Sistemde depolanan ekserji}$$

olarak ifade edilebilir. Sistemden çıkanların ekserjisi ise;

$$\text{Sistemden çıkanların ekserjisi} = \text{Ürünlerin ekserjisi} + \text{Ekserji kaybı}$$

eklinde ifade edilebilir (Rosen, 1999; Rosen and Dincer 2003).

Bu ifadelerin 1 1 nda her bir sistem bile enin çıkı ndaki ekserji miktarının giri indeki ekserji miktarına oranına “ekserji verimi” denir ve k 'nıncı sistem bile eni için ekserji verimi (\mathbb{E});

$$\mathbb{E}_k = \frac{\dot{E}x_{\phi,k}}{\dot{E}x_{g,k}} = \frac{\dot{E}x_{g,k} - \dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{g,k}} \quad (3.7)$$

e itli inden hesaplanabilir (Kotas, 1995).

Sistemin tamamı için ekserji verimi; sistemin üretti i ürünlerin ekserjisinin sisteme giren toplam yakıt ekserjisine oranı olarak ifade edilir.

Buna göre yakıt kullanan sistemler için ekserji verimi (\mathbb{E});

$$\mathbb{E}_{\text{sistem}} = \frac{\dot{E}x_{TP}}{\dot{E}x_{TF}} = \frac{\dot{E}x_{TF} - (\dot{E}x_D + \dot{E}x_L)}{\dot{E}x_{TF}} = \frac{\dot{E}x_{TF} - \dot{E}x_C}{\dot{E}x_{TF}} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}x_{Q,net}}{\dot{E}x_{TF}} \quad (3.8)$$

denkleminde hesaplanabilir.

Bu denklemdaki $\dot{E}x_{TP}$, $\dot{E}x_{TF}$, $\dot{E}x_D$, $\dot{E}x_L$, $\dot{E}x_C$, \dot{W}_{net} ve $\dot{E}x_{Q,net}$ terimleri sırasıyla, ürünlerin toplam enerjisini, yakıtın toplam enerjisini, ekserji yıkımını, ekserji kaybını, ekserji tüketimini, üretilen net i i (sistem dahilinde kullanılan miktar çıkartıldıktan sonra) ve üretilen net ısı ekserjisini (sistem dahilinde kullanılan miktar çıkartıldıktan sonra) ifade etmektedir (Bejan et al, 1996; Balli et al., 2007; Balli and Aras, 2007, Balli 2008).

Enerji performans parametrelerinden analiz kapsamında kullanılanlara ait hesaplama yöntemleri açıklanmı tır.

3.2.1 zafi ekserji kayıp oranı

Her bir sistem bile eninde meydana gelen ekserji tüketiminin (ekserji yıkımı+ekserji kaybı), sistemin tamamında meydana gelen ekserji tüketimine oranına “izafi ekserji tüketim oranı” denir ve k’nıncı sistem bile eni için izafi ekserji kayıp oranı (w);

$$w = \frac{\dot{E}_{C,k}}{\dot{E}_{TC,sistem}} \quad (3.9)$$

e itli inden hesaplanabilir (Xiang et al., 2004).

Bu denklemdeki $\dot{E}_{C,k}$ ve $\dot{E}_{TC,sistem}$ terimleri, sırasıyla k’nıncı sistem bile enindeki ekserji tüketimini ve sistemde meydana gelen toplam ekserji tüketimini ifade eder.

zafi ekserji kayıp oranı, ekserji kayıplarının hangi sistem bile eninde hangi seviyede meydana geldi ini gösteren bir parametredir.

3.2.2 Yakıt ekserjisi tüketim oranı

Her bir sistem bile eninde meydana gelen ekserji tüketiminin, sisteme giren toplam yakıt ekserjisi cinsinden ifadesidir ve k’nıncı sistem bile eni için yakıt ekserjisi tüketim oranı (ξ);

$$\xi = \frac{\dot{E}x_{C,k}}{\dot{E}x_{TF,sistem}} = \frac{\dot{E}x_{C,k}}{(\dot{E}x_{CH} + \dot{E}x_{PH})_{F,sistem}} \quad (3.10)$$

denkleminde hesaplanabilir (Xiang et al., 2004).

Bu denklemdeki $\dot{E}x_{TF,sistem}$ terimi, sisteme giren toplam yakıtın ekserjisini ifade eder. Yakıtın toplam ekserjisi, yakıtın kimyasal ekserjisi ile yakıtın fiziksel ekserjisinin toplamına e ittir.

Yakıt ekserjisi tüketim oranı, hangi sistem bile eninde ne kadar yakıt ekserjisinin tüketildi ini gösterir.

3.2.3 Ürün ekserjisi tüketim oranı

Her bir sistem bile eninde meydana gelen ekserji tüketiminin, sistemin üretece i maksimum toplam üretim ekserjisine oranıdır ve k'nıncı sistem bile eni için üretim ekserjisi tüketim oranı (Γ);

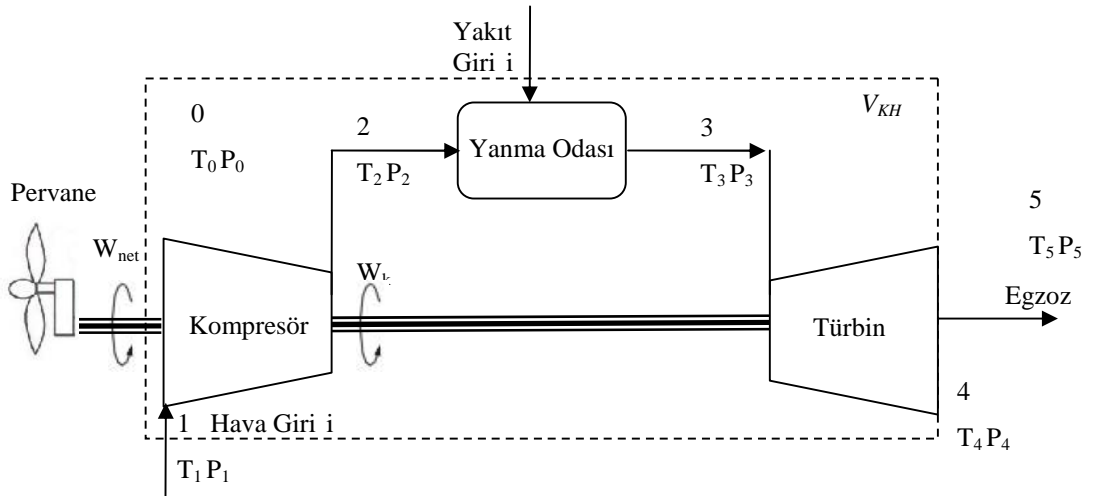
$$\Gamma = \frac{\dot{E}x_{C,k}}{\dot{E}x_{TP,sistem}} \quad (3.11)$$

Denklemden hesaplanabilir (Xiang et al. 2004). Bu denklemdaki $\dot{E}x_{TP,sistem}$ terimi, sistemin üretti i ürünlerin toplam ekserjisidir. Üretim ekserjisi tüketim oranı, herhangi bir sistem bile enindeki ekserji tüketiminin sistemin toplam üretim ekserjisine etkisini gösterir.

3.3 Turboprop Motorda Enerji ve Ekserji Analizi

Bu analizde kullanılan turboprop motorunun sistem elemanları a a ıda sıralanmı tır:

- Kompresör
- Yanma odası
- Türbin
- Egzoz



ekil 3.1 T-56 motoruna ait akı

Turboprop motorlar yapı itibari turbojet motorlar ile aynı prensibe göre çalışmaktadır. Turboprop motorların turbojet motorlardan farkı, turbojet motorlarda itki egzozdan atılan yanma sonu gazlar ile elde edilirken, turboprop motorda itki, türbinden bir shaft aracılığı ile enerjinin pervaneye iletilmesi sayesinde olmaktadır.

Şekil 3.1'e göre T-56 motorunda gerçekleştirilen enerji akışı a ait her bir motor elemanı için kütle, enerji ve ekserji dengesini ortaya koyan enerji ve ekserji dengesine ait enerji itlikleri Çizelge 3.1'de gösterilmiştir.

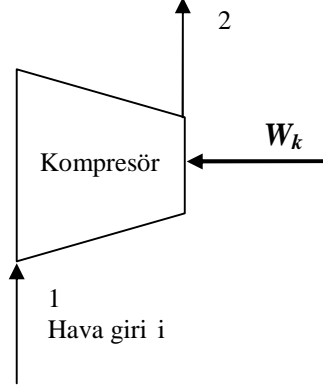
Çizelge 3.1 T-56 motoruna ait istasyonların kütle, enerji ve ekserji dengesi

<i>Ünite Adı</i>	<i>Kütle</i>		
	<i>Dengesi</i>	<i>Enerji Dengesi</i>	<i>Ekserji Dengesi</i>
Kompresör	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$	$\dot{E}x_1 + \dot{W}_K = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{KY,K}$
Yanma Odası	$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_f$	$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_f h_f$	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{YAKIT} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{KY,YO}$
Türbin	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3$	$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3$	$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{W}_T + \dot{E}x_{K,T}$
Egzoz	$\dot{m}_5 = \dot{m}_4$	$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_4 h_4$	$\dot{E}x_4 = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{KY,E}$

3.3.1 Kompresör için enerji ve ekserji dengeleri

Motor gücünün artırmanın en önemli yollarından bir tanesi sıkı tırma oranını artırmaktır. Bunun için de daha fazla sayıda kademe kullanılmalı ya da kompresörün dönü hızı artırılmalıdır. Bununla birlikte, kompresörlerde arka kademelere gidildikçe paleler arası hacim azalır. Belli kademe sayıları ve dönü hızları limiti geçildiğinde kompresördeki akışma öyle bir hale gelir ki artık kompresörün arka kademelerindeki yüksek basınçtaki hava ilerleyemez ve sıkı ma meydana gelir. Bu durumda kompresörde stall ya da dalgalanma adı verilen tehlikeli durumlar söz konusu olur (Turgut, 2007).

Kompresör için enerji ve ekserji değerleri ve verimi ekil 3.2’de kompresöre giren çıkan enerji, ekserji ve türbinin çektiği iş matematik olarak gösterilmiştir.



ekil 3.2 Kompresör enerji ve ekserji durumu

ekil 3.2’de kompresör üzerinde 1, 2, W_K sırasıyla kompresör girişini, kompresör çıkışını, kompresörün çektiği işi ifade etmektedir. Kompresörün çektiği işi (3.12) eşitliğinden bulunabilir;

$$\dot{W}_K = \frac{m_H (h_2 - h_1)}{M_H} \quad (3.12)$$

Denklemden hesaplanabilir.

Kompresöre ait enerji değerleri,

$$\dot{E}_{G,K} = \dot{E}_1 + \dot{W}_K \quad (3.13a)$$

$$\dot{E}_{Ç,K} = \dot{E}_2 \quad (3.13b)$$

Kompresöre ait ekserji değerleri,

$$\dot{Ex}_{G,K} = \dot{Ex}_1 + \dot{W}_K \quad (3.14a)$$

$$\dot{Ex}_{Ç,K} = \dot{Ex}_2 \quad (3.14b)$$

Kompresöre ait enerji verimi (y_K),

$$y_K = \frac{\dot{E}_2}{\dot{W}_K + \dot{E}_1} \quad (3.15)$$

Kompresöre ait ekserji verimi (η_K) ise aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\eta_K = \frac{\dot{E}x_2}{\dot{W}_K + \dot{E}x_1} \quad (3.16)$$

Kompresöre ait ekserji yıkımı ve kaybı;

$$Ex_{KY,K} = \dot{E}x_1 + \dot{W}_K - \dot{E}x_2 \quad (3.17)$$

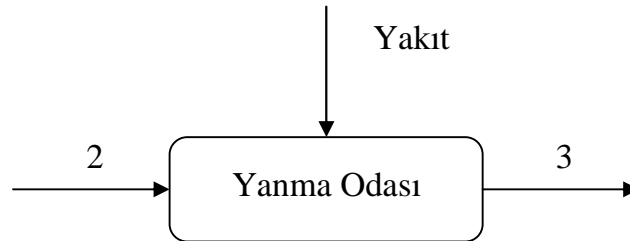
ile hesaplanır.

3.3.2 Yanma odası için enerji ve ekserji ilişkileri

Yüksek bir basınç derinde sıkı tırlımı hava yanma odasında yakıtla karı tırılarak yanma meydana getirilir. Kararlı bir yanmanın sa lanabilmesi için yakıt hava karı ımının uygun miktarda olması gerekmektedir. Kerosenin alevlenme limiti % 0.6-0.7 ile % 4.7-4.8 arasında oldu undan bu limitlerin dı ındaki hava yakıt oranları, yanma odasında alevin sönmesine ve motorun durmasına yol açacaktır.

Yanma odasına verilen yakıtının tamamının yanması ve yanma sonu sıcaklı ının dü ürülmesi gibi nedenlerden dolayı yanma odasındaki hava yakıt oranı, stokiyometrik orandan daima daha fazla olur. Bu nedenle yanma sonu gazlar içerisinde önemli miktarda oksijen bulunmaktadır (Turgut, 2007).

ekil 3.3'de yanma odası için kontrol hacmi ve bu kontrol hacmine olan kütle giri – çıkı ı görülmektedir. Kompresörden gelen sıcaklı ı ve basıncı arttı ılan hava di er taraftan giren yakıt ile yanma reaksiyonunu meydana getirmekte ve yanma odasını terk ederek türbine yönlendirilmektedir.



ekil 3.3 Yanma odası enerji ve ekserji durumu

Yanma odası enerji de erleri;

$$\dot{E}_{G,YO} = \dot{E}_2 + \dot{E}_{YAKIT} \quad (3.18a)$$

$$\dot{E}_{\dot{C},YO} = \dot{E}_3 \quad (3.18b)$$

Yanma odasına ekserji de erleri;

$$\dot{E}x_{G,YO} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{YAKIT} \quad (3.19a)$$

$$\dot{E}x_{\dot{C},YO} = \dot{E}x_3 \quad (3.19b)$$

Yanma odası enerji verimi (y_{YO});

$$y_{YO} = \frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_2 + \dot{E}_{YAKIT}} \quad (3.20)$$

Yanma odası ekserji verimi (\mathbb{E}_K);

$$\mathbb{E}_K = \frac{\dot{E}x_3}{\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{YAKIT}} \quad (3.21)$$

Yanma odası ekserji yıkımı;

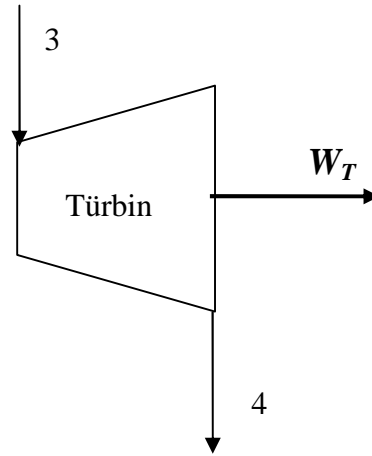
$$\dot{E}x_{KY,YO} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{YAKIT} - \dot{E}x_3 \quad (3.22)$$

olarak yazılabilir.

3.3.3 Türbin için enerji ve ekserji e itlikleri

T-56 motorunun türbini 4 kademedен oluşmakta olup bazı motorlarda gaz jeneratörü ve türbin ayrı iken bu motorda tek türbin bulunmaktadır. Aft aracılı ıyla kompresör, aksesuarlara ve pervaneye ba lı olan di li kutusuna güç sa layan bir turboprop motorda, yanma odasından çıkan sıcak gazlar ilk olarak nozul daha sonra türbin paleleri arasından genileyerek geçer. Yanma odasından çıkan yüksek sıcaklıktaki yanma sonu gazların sahip oldu u enerji mekanik enerjiye dönü mektedir.

Nozul ve türbin kanatçıklarının sıcaklı a dayanıklılı ının artırılması için hava ile so utma yapılır ve pale yüzeyleri özel kaplamalarla kaplanır. Ayrıca paleler üzerinde çok ince so utmaya imkan sa layacak kanallarda mevcuttur. ekil 3.4'te türbine ait kontrol hacmi görülmektedir.



ekil 3.4 Türbin enerji ve ekserji durumu

Türbin için enerji denklemleri;

$$\dot{E}_{G,T} = \dot{E}_3 \quad (3.23a)$$

$$\dot{E}_{Ç,T} = \dot{E}_4 + \dot{W}_T \quad (3.23b)$$

Türbini için giren ekserji denklemleri;

$$\dot{Ex}_{G,T} = \dot{Ex}_3 \quad (3.24a)$$

$$\dot{Ex}_{Ç,T} = \dot{Ex}_4 + \dot{W}_T \quad (3.24b)$$

çıkış ekserji, türbin işine eşittir;

Türbin için enerji verimi (η_T);

$$\eta_T = \frac{\dot{E}_4 + \dot{W}_T}{\dot{E}_3} \quad (3.25)$$

Türbin için ekserji verimi (ϵ_T);

$$\epsilon_T = \frac{\dot{Ex}_4 + \dot{W}_T}{\dot{Ex}_3} \quad (4.26)$$

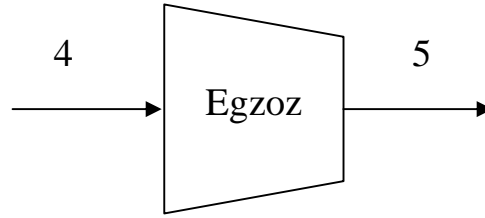
Gaz jeneratör türbininde kaybolan ekserji akımı ise;

$$\dot{Ex}_{K,T} = \dot{Ex}_3 - \dot{Ex}_4 - \dot{W}_T \quad (3.27)$$

bu ilişkiyi kullanarak bulunur.

3.3.4 Egzoz için enerji ve ekserji analizi

Gaz ve güç türbin ünitelerinden geçen sıcak gazların enerjisinin büyük bir kısmı mekanik enerjiye dönüştürülerek aftlarla iletilir. Bu genel süreç sırasında sıcaklığı düşen gazlar egzozdan atılır. Turboprop motor itkisi, güç türbinden iletilen dönünün di li kutusunda azaltılarak pervaneyi tahrik etmesi ve pervane çekmesi sayesinde olur. Dışarı atılan sıcak gazlardan da bir miktar itki sağlanmaktadır. (pervane itkisinin \cong % 5'i kadar). Bu sebeple egzoz bölümünün de ekserji analizinin yapılması gerekmektedir.



ekil 3.5 Egzoz enerji ve ekserji durumu

Egzoz için enerji değerleri;

$$\dot{E}_{G,E} = \dot{E}_4 \quad (3.28a)$$

$$\dot{E}_{\zeta,E} = \dot{E}_5 \quad (3.28b)$$

Egzoz için ekserji değerleri;

$$\dot{Ex}_{G,E} = \dot{Ex}_4 \quad (3.29a)$$

$$\dot{Ex}_{\zeta,E} = \dot{Ex}_5 \quad (3.29b)$$

Egzoz için enerji verimi (y_E);

$$y_E = \frac{\dot{E}_5}{\dot{E}_4} \quad (3.30)$$

Egzoz için ekserji verimi (\mathbb{E}_E);

$$\mathbb{E}_E = \frac{\dot{Ex}_5}{\dot{Ex}_4} \quad (3.31)$$

Egzozda ekserji yıkımı;

$$Ex_{KY,E} = Ex_4 - Ex_5 \quad (3.32)$$

e itlikleri ile hesaplanabilecektir.

BÖLÜM 4

T-56 MOTORU ÇİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

4.1 Genel Kabuller

Enerji analizi, her bir sistem elemanının girişi inde çektiği enerji veya ısı, çıkışlarında ise ürettikleri enerji veya ısıların hesaplanması, tersinmezliklerden dolayı meydana gelen kayıpların hesaplanması ve bu kayıplara göre sistem elemanları ile tüm sistemin enerji verimliliğinin hesaplanmasını kapsamaktadır.

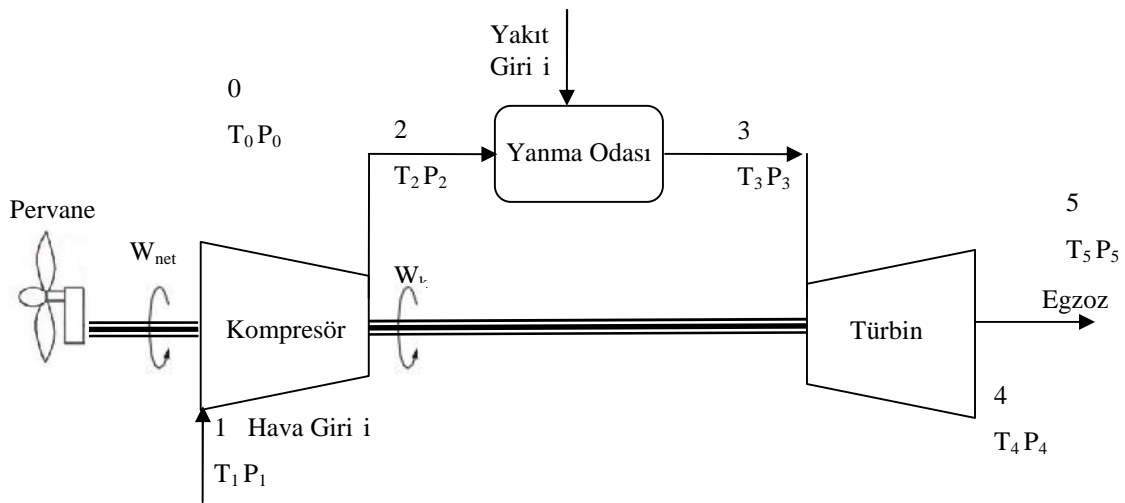
Ekserji analizi, sistem elemanlarının girişi ve çıkışlarındaki ekserji değerlerini kullanır. Bunun için her bir elemana giren ve çıkan toplam ekserji miktarları hesaplanacaktır. Bu çalışmada yapılan ekserji analizinde kullanılan kabuller şunlardır:

- Motor içindeki akışkan (hava ve yanma sonucu oluşan) gerçek gaz olarak kabul edilmiştir.
- Sistem zamanla değişmeyen sürekli akışlı sürekli açık (SASA) bir sistemdir.
- Motor içindeki akışkana ait kinetik ve potansiyel enerji ve ekserjiler ihmal edilmiştir.
- Yanma odası hariç kimyasal ekserjiler hesaplara katılmamıştır.
- Yanma reaksiyonu tam olarak gerçekleşmektedir.
- Kompresörden çekilen soğutma havası ihmal edilmiştir, sıkıştırma oranı 8.45'dir.
- Çevre şartlarının (ölü durum sıcaklığı) 298.15 Kelvin ve basıncı 92.8 kPa alınmıştır.

4.2 Enerji ve Ekserji Analizi

T-56 motoruna ait genel katalog bilgileri ve bremze değerleri bu motora ait enerji ve ekserji analizi için kullanılmıştır. Hesaplanan ve tespit edilen, sıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak motor ana elemanlarının girişi ve çıkışlarındaki birim kütle için enerji, ekserji, enerji ve ekserji kayıp ve yıkımlarının miktarları ile enerji ve ekserji

de erleri hesaplanmı tır. Ayrıca enerji ve ekserji performans parametrelerinden izafi enerji kayıp oranı, yakıt enerjisi tüketim oranı, ürün enerjisi kayıp oranı ve izafi ekserji tüketim oranı, yakıt ekserjisi tüketim oranı, ürün ekserjisi tüketim oranı hesaplanmı ve de erlendirilmı tır. Bu analizler ekil 4.1’de gösterilen T-56 motoruna ait akı a göre yapılmı tır.



ekil 4.1 T-56 motoruna ait akı

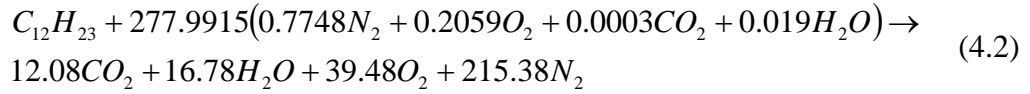
Giri ve kompresör kısmında akı kan olan hava ile, yanma odası, gaz jeneratörü, türbinde ise yanmı gazlara entalpi hesaplamaları yapılmı tır. Giri ve kompresörde sabit basınçtaki havaya ait özgül ısı, sıcaklı a ba lı olarak hesaplanmasında;

$$c_{P,Hava}(T) = 1.04841 - 0.000383719T + \frac{9.45378}{10^7}T^2 - \frac{5.49031}{10^{10}}T^3 + \frac{7.92981}{10^{14}}T^4 \quad (4.1)$$

formülü kullanılmı olup, denklemdaki sıcaklık de eri Kelvin (K)’dir (Moran and Shapiro, 1995).

1 mol havanın %77.48’ini Nitrojen (N_2), %20.59’unu Oksijen (O_2), %0.03’ünü Karbondioksit (CO_2) ve %1.90’nını su buharı (H_2O_{gaz}) olu turmaktadır (Bejan, 1996).

Hava içerisinde çok az miktarda bulunan argon, karbonmonoksit vb. di er gazlar bu çalı mada ihmal edilmı tır. Gaz türbin motoruna giren hava miktarı 14,708 kg/s, yakıt miktarı ise 0.309 kg/s’dir. Buna göre 47.6’lık hava-yakıt oranına (HYO) göre yanma reaksiyonu denge denklemi;



eklinde elde edilir. Yanma sonucu olu an gazların kütleli olarak %6.53'ünü karbondioksit, %3.71'ini su buharı, %15.53'ünü oksijen ve %74.20'sini nitrojen olu turmaktadır. Çengel ve Boles (1996)'in kitabında karbondioksit, oksijen, su buharı ve nitrojen için verilen özgül ısı denklemleri kullanılarak, yanma sonu olu an gazlar için özgül ısı denklemi;

$$c_{p,gaz}(T) = 0.988865 + \frac{0.012505}{10^2}T + \frac{0.014905}{10^5}T^2 - \frac{0.06605}{10^9}T^3 \quad (4.3)$$

eklinde bulunmu tur. Yanma sonu gazların her birinin evrensel gaz sabiti ile kütleli oranları çarpılarak yanma sonu gazların ortalama evrensel gaz sabiti $R_{gaz}=0.2901$ kJ/kgK olarak hesaplanmı tur.

Yakıt olarak kullanılan kerosenin ısı de eri (H_a) 42800 kJ/kg, ekserji kalite faktörü (χ_F) ise denklem 2.42'den 1.0678 olarak hesaplanmı tur.

stasyon numaralarına ait özgül ısı de erleri;

- Çevre artlarında (92.8 kPa, 298.15 K) havanın özgül ısı $c_{p,0} = 1.0041$ kJ/kgK,
- Kompresör giri inde (92.8 kPa, 298.15 K) havanın özgül ısı $c_{p,1} = 1.0042$ kJ/kgK, (stasyon no:1)
- Kompresör çıkı nda havanın özgül ısı denklem 4.1'den $c_{p,2} = 1.0403$ kJ/kgK, (stasyon no:2)
- Yanma reaksiyonu sonucunda olu an yanma sonu gazların özgül ısı de eri denklem 4.3 kullanılarak $c_{p,3} = 1.1754$ kJ/kgK, (stasyon no:3)
- Türbin çıkı ndaki gazların özgül ısı de eri de eri denklem 4.3 kullanılarak $c_{p,4} = 1.1535$ kJ/kgK, (stasyon no:4)
- Egzoz çıkı ndaki gazların özgül ısı de eri denklem 4.3 kullanılarak $c_{p,5} = 1.1509$ kJ/kgK, (stasyon no:5)

stasyon numaralarına ait hesaplanan entalpi değerleri;

- Çevre artlarında (92.8 kPa, 298.15 K) havanın entalpisi $h_0 = 0$,
- Kompresör giri inde (92.8 kPa, 298.15 K) havanın entalpisi $h_1 = 2,14$ kJ/kmol, (stasyon no:1)
- Kompresör çıkı ında havanın entalpisi $h_2 = 278.17$ kJ/kmol, (stasyon no:2)
- Yanma reaksiyonu sonucunda olu an yanma sonu gazların entalpisi $h_3 = 1118.98$ kJ/kmol,, (stasyon no:3)
- Türbin çıkı ındaki yanma sonrası olu an gazların entalpisi $h_4 = 638.36$ kJ/kmol, (stasyon no:4)
- Egzoz çıkı ındaki yanma sonu gazların entalpisi $h_5 = 622.65$ kJ/kmol,, (stasyon no:5) olarak hesaplanmı tır.

stasyon numaralarına ait birim enerji akı ları;

- Çevre artlarında kompresör giri inde (stasyon no:0 ve 1) enerji akı ı $e_0 = e_1 = 0$ 'dır.
- Kompresör çıkı ında (stasyon no:2) birim enerji akı ı $e_2 = 278.17$ kJ/kg,
- Yanma i lemi sonrasında; yanma odası çıkı ı türbin giri inde (stasyon no:3) yanma sonu gazların birim enerji akı ı $e_3 = 1118.98$ kJ/kg,
- Türbin çıkı ı egzoz giri inde (stasyon no:4) yanma sonu gazların birim enerji akı ı $e_4 = 638.66$ kJ/kg,
- Egzozdan atmosfere atılan (stasyon no:5) yanma sonu gazların birim enerji akı ı $e_5 = 622.65$ kJ/kg, olarak hesaplanmı tır.

stasyon numaralarına göre referans artlara göre bile enlerin giri ve çıkı larındaki birim kütle için ekserji de erleri Denklem (2.21)'den;

- Çevre artlarında ve gaz türbin motor giri inde (stasyon no:0 ve 1) ekserji akı ı $v_0 = v_1 = 0$ 'dır.
- Gaz türbin motorunun kompresör çıkı ında (stasyon no:2) birim ekserji akı ı $v_2 = 257.167$ kJ/kg,

- Yanma i lemi sonrasında; yanma odası çıkı ı gaz jeneratör türbin giri inde (istasyon no:3) yanma sonu gazların birim ekserji akı ı $v_3 = 735.75$ kJ/kg,
- Türbin çıkı ında (istasyon no:4) yanma sonu gazların birim ekserji akı ı $v_4 = 250.12$ kJ/kg,
- Egzozdan atmosfere atılan (istasyon no:5) yanma sonu gazların birim ekserji akı ı $v_5 = 240.65$ kJ/kg, olarak hesaplanmı tır.

Birim enerji ve ekserji akı ları da istasyon numaraları için ölçülen kütle akı ları ile çarpılarak enerji ve ekserji akı ları hesaplanmı tır.

Çizelge 4.1’de T-56 motorunun bremzede çalı tırılması sonucunda elde edilen ve hesaplanan de erler sonucunda ortaya çıkan termodinamik de erler özetlenmi tir.

Çizelge 4.1 T-56 motoruna ait termodinamik de erler

stasyon No	Akı kan Tipi	m ($kg s^{-1}$)	T (K)	P (kPa)	h_{net} (kJ / kmol)	\dot{E} (kW)	\dot{E}_x (kW)
0	Hava	0,00	298.15	92.80	0.00	0.00	0.00
1	Hava	14.71	300.25	92.80	2.14	31.41	0.11
2	Hava	14.71	555.15	784.16	278.17	4091.42	3782.52
2.1	Yakıt	0.31	298.15	92.80	42800.00	13225.20	14150.96
3	Yanma sonu gaz	15.02	1153.15	744.95	1118.98	16804.16	11049.15
4	Yanma sonu gaz	15.02	813.15	94.00	638.66	9591.08	3756.24
5	Yanma sonu gaz	15.02	802.15	93.00	622.65	9350.66	3613.97

Çizelge 4.1’de T-56 motorunun her bir komponentine ait hesaplanmı olan giren ve çıkan enerji, kayıp enerji de erleri bulunmaktadır. Ayrıca bremzede motorun çalı tırılması esnasında yakıt akı miktarı, kompresör giri sıcaklı ı, türbin giri sıcaklı ı ve egzoz gazı çıkı sıcaklı ı, ortam basıncı de erleri ölçülen de erlerdir. Bulunan bu de erler ile yapılan hesaplamalar da kompresöre ait enerji verimi % 100,

yanma odası için % 97.04, türbin için % 100 ve egzoz için % 97,49 olarak hesaplanmıştır. T-56 motoruna ait enerji verimliliği ise % 22,99 olarak hesaplanmıştır. Tüm motorun verimi pervaneye iletilen toplam ağırlık gücünün giren yakıt enerjisine olan oranı ile hesaplanmıştır. Kompresör ve türbinde gerçekleştirilen reaksiyonun enerji verimliliği açısından adyabatik olarak gerçekleştirildiği kabul edilmiştir ve hesaplamalarda giriş ve çıkışlardaki gerçek sıcaklık değerlerine göre entalpi hesaplaması yapılmıştır.

Ayrıca her bir ünite için ayrı ayrı hesaplanan, her bir sistem bileşeninde meydana gelen enerji kaybının, sistemin tamamında meydana gelen enerji kaybına oranı olan izafi enerji kayıp oranı, her bir sistem bileşeninde meydana gelen enerji kaybının, sisteme giren toplam yakıt enerjisine oranı olan yakıt enerjisi tüketim oranı ve her bir sistem bileşeninde meydana gelen enerji kaybının, sistemin üreteceği maksimum toplam üretim enerjisine oranı olan ürün enerjisi kayıp oranı hesaplanmıştır.

Eldeki veriler ile izafi enerji kayıp oranı kompresörde % 0, yanma odasında % 68,07, türbinde % 0, egzozda ise % 31,93 olarak hesaplanmıştır.

Yakıt enerjisi tüketim oranı kompresörde % 0, yanma odasında % 3.87, türbinde % 0, egzozda ise % 1.82 olarak hesaplanmıştır.

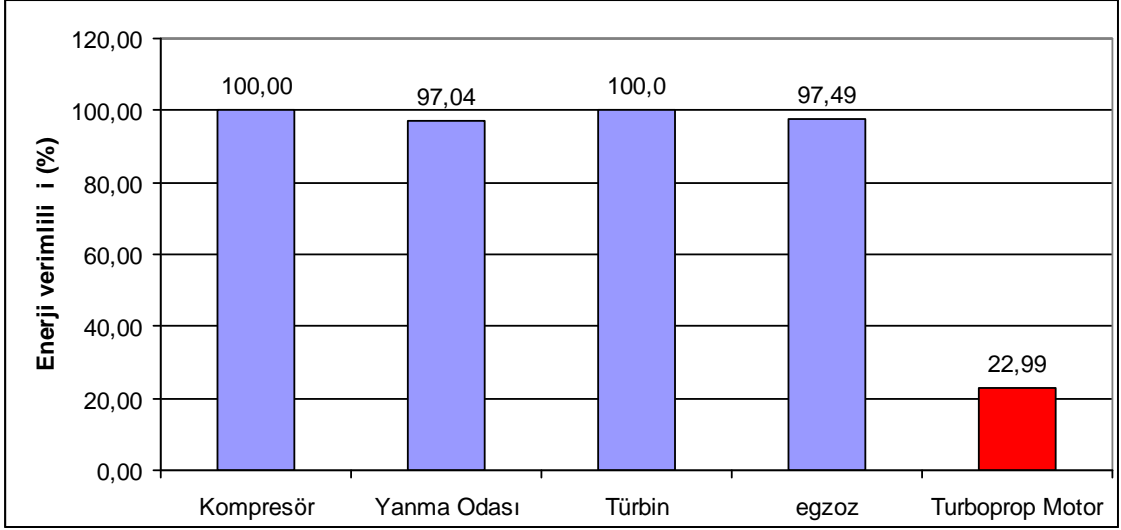
Ürün enerjisi kayıp oranı kompresörde % 0, yanma odasında % 16.86, türbinde % 0, egzozda ise % 7.91 olarak hesaplanmıştır.

Yanma odasında meydana gelen enerji kaybı en fazla olduğundan dolayı enerji analizine ait parametrelerde yanma odası birinci sırada yer almaktadır.

Çizelge 4.2 T-56 motorunun enerji ve performans parametreleri sonuçları

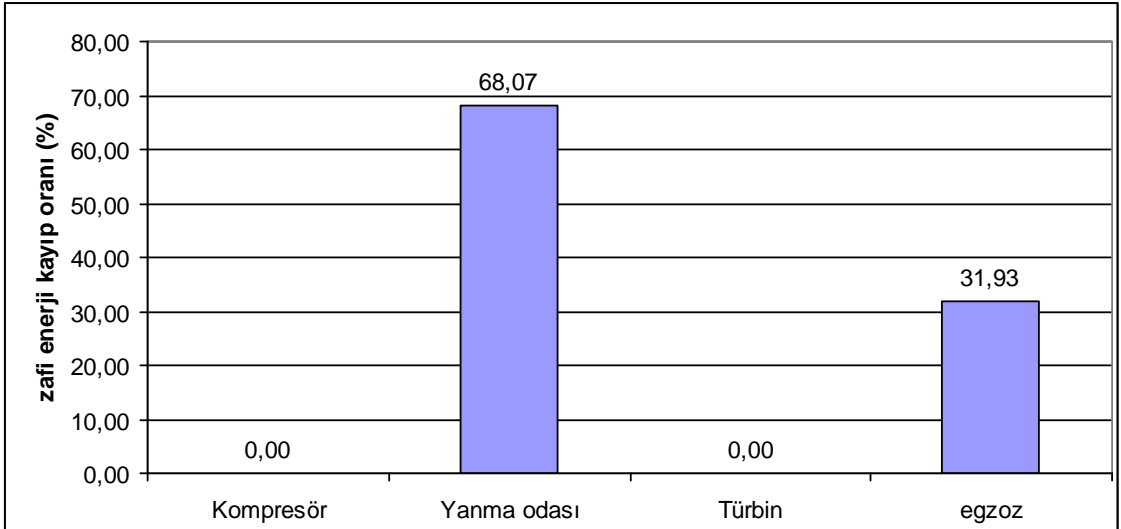
Ünite Adı	\dot{E}_g (kW)	$\dot{E}_ç$ (kW)	\dot{E}_L (kW)	γ (%)	r (%)	s (%)	u (%)
Kompresör	4091.42	4091.42	0	100	0	0	0
Yanma odası	17316.62	16804.16	512.45	97.04	68.07	3.87	16.86
Türbin	16804.16	16804.16	0	100	0	0	0
Egzoz	9591.08	9350.66	240.42	97.49	31.93	1.82	7.91

T-56 motoruna ait komponentlerin enerji verimliliğine ait değerler grafik olarak ekil 4.2’de gösterilmiştir.



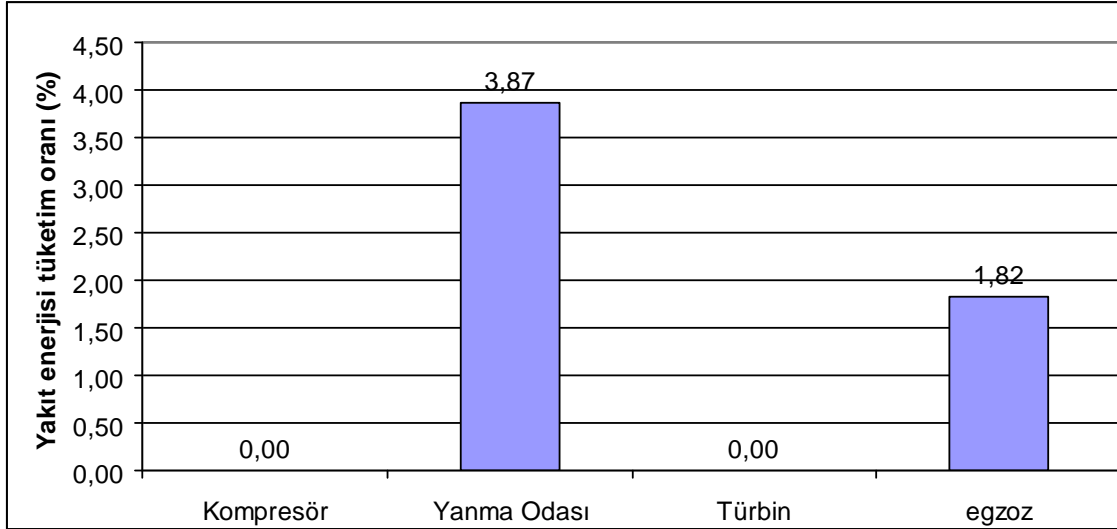
ekil 4.2 Motor komponentlerine ait enerji verimliliği

ekil 4.3’de her bir ünite için izafi enerji kayıp oranı gösterilmiştir olup, kompresörde % 0, yanma odasında % 68,07, türbinde % 0, egzozda ise % 31,93 olarak hesaplanmıştır.



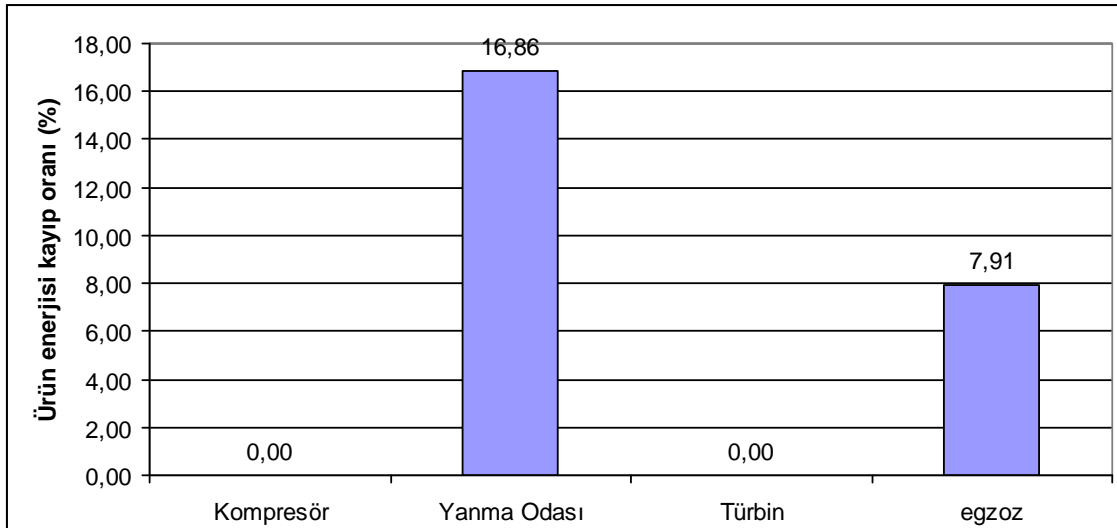
ekil 4.3 zafi enerji kayıp oranı

ekil 4.4’de her bir ünite için yakıt enerjisi tüketim kayıp oranı gösterilmi olup, adyabatik proses nedeni ile kompresör ve türbinde kayıp oranı hesaplanmamı , yanma odası için % 3.87, egzoz için % 1.82 olarak hesaplanmı tır.



ekil 4.4 Yakıt enerjisi tüketim oranı

ekil 4.5’de her bir ünite için ürün enerjisi kayıp oranı gösterilmi olup, yanma odası için % 16.86, egzoz için % 7.91 olarak hesaplanmı tır.



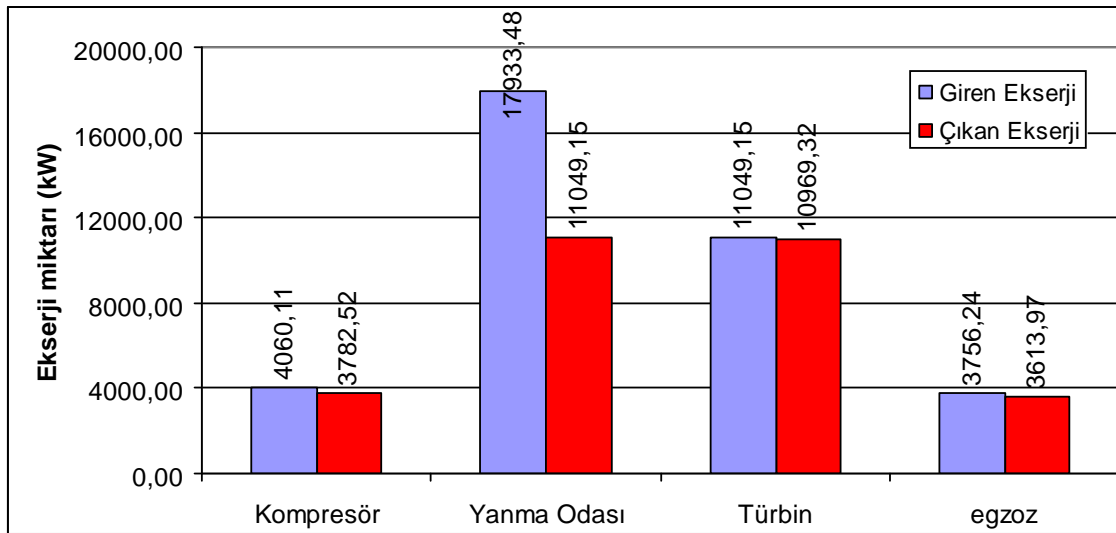
ekil 4.5 Ürün enerjisi kayıp oranı

T-56 motoruna ait komponentlerin giri ve çıkı ekserji de erlerine göre hesaplamalar yapılarak tek tek her ünite için ekserji verimleri hesaplanmı ve Çizelge

4.3’de sunulmu tur. ekil 4.6’da ise tüm komponentlere giren ve çıkan ekserji de erleri gösterilmi tir.

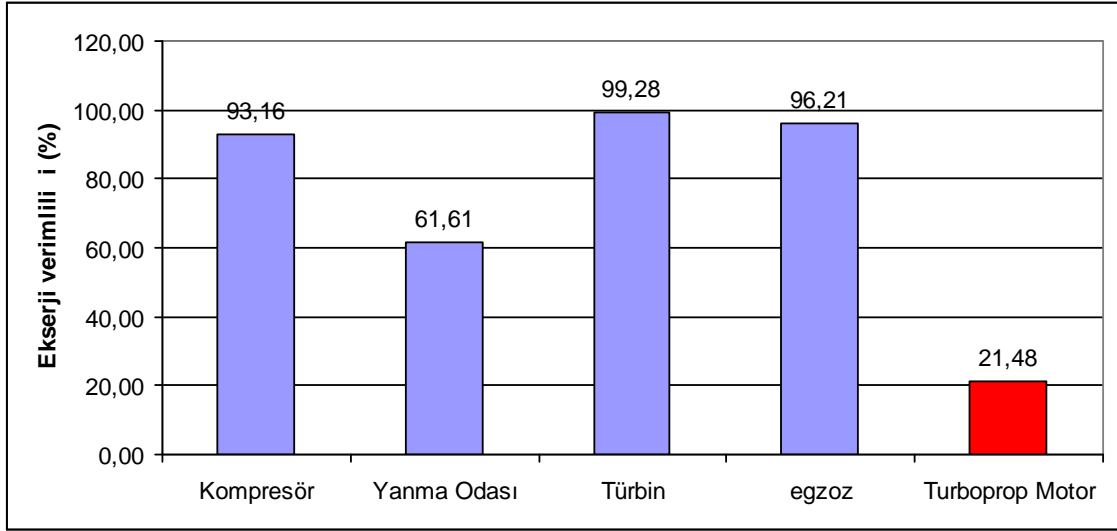
Çizelge 4.3 T-56 motorunun ekserji ve performans parametreleri sonuçları

Ünite Adı	$\dot{E}x_g$ (kW)	$\dot{E}x_\zeta$ (kW)	$\dot{E}x_C$ (kW)	$\dot{E}x_F$ (kW)	$\dot{E}x_P$ (kW)	η (%)	w (%)	ξ (%)	λ (%)
Kompresör	4060,11	3782,52	277,60	4060,11	3782,52	93,16	3,76	1,96	9.13
Yanma odası	17933,48	11049,15	6884,33	17933,48	11049,15	61,61	93,23	48,65	226.46
Türbin	11049,15	10969,32	79,82	7292,91	7213,08	99,28	1,08	0,56	2.63
Egzoz	3756,24	3613,97	142,27	3756,24	3613,97	96,21	1,93	1,01	4.68



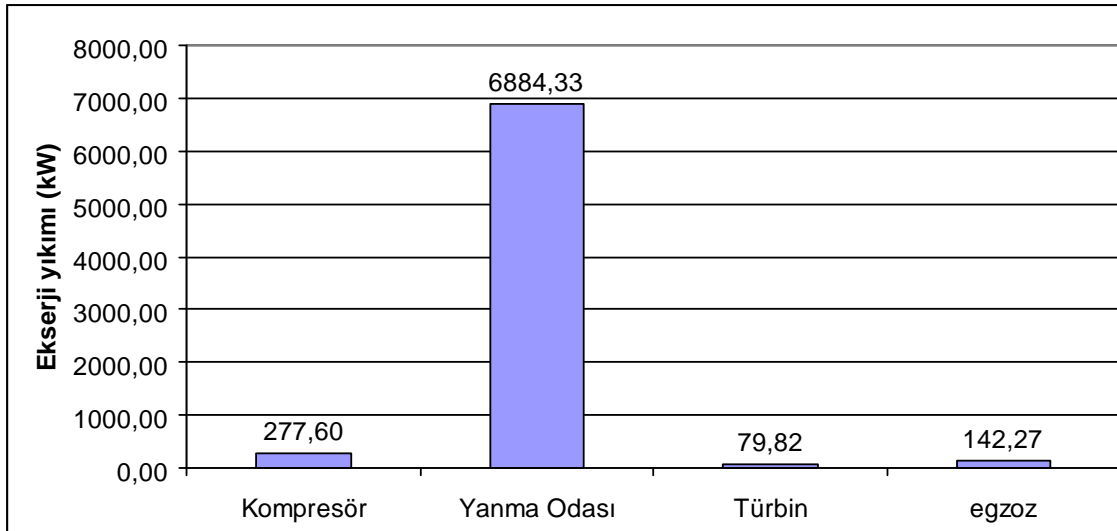
ekil 4.6 Komponentlere ait giren ve çıkan ekserji de erleri

Yapılan hesaplamalarda ekserji verimleri sırasıyla kompresör, yanma odası, türbin, egzoz ve turboprop motor için sırasıyla %92.8, %78.7, %86.1, %97.6, %83.0 olarak hesaplanmı ve ekil 4.7’de gösterilmi tir.



ekil 4.7 Sisteme ait ekserji verimleri

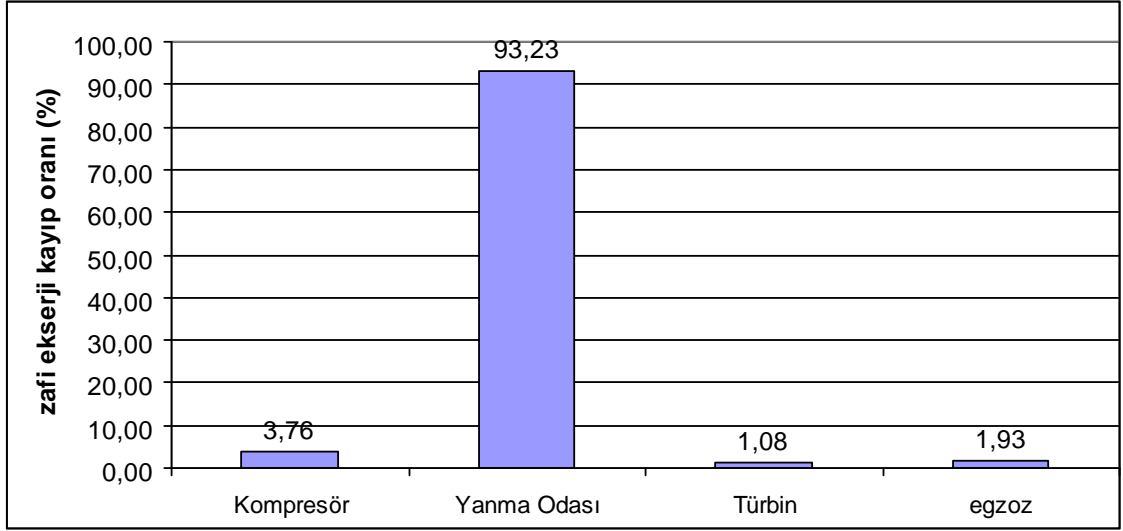
En düşük ekserji verimi en büyük ekserji yıkımının olduğu yanma odasında olmuştur. Motorda meydana gelen toplam ekserji yıkımının toplam %55'i yanma odasında meydana gelmiş olup bunun nedeni yanma odasında meydana gelen entropi artışıdır. Motora ait ünitelerin her birinde meydana gelen ekserji yıkımı hesaplanmış ve ekil 4.8'de gösterilmiştir.



ekil 4.8 Motor bileşenlerine ait ekserji yıkımı

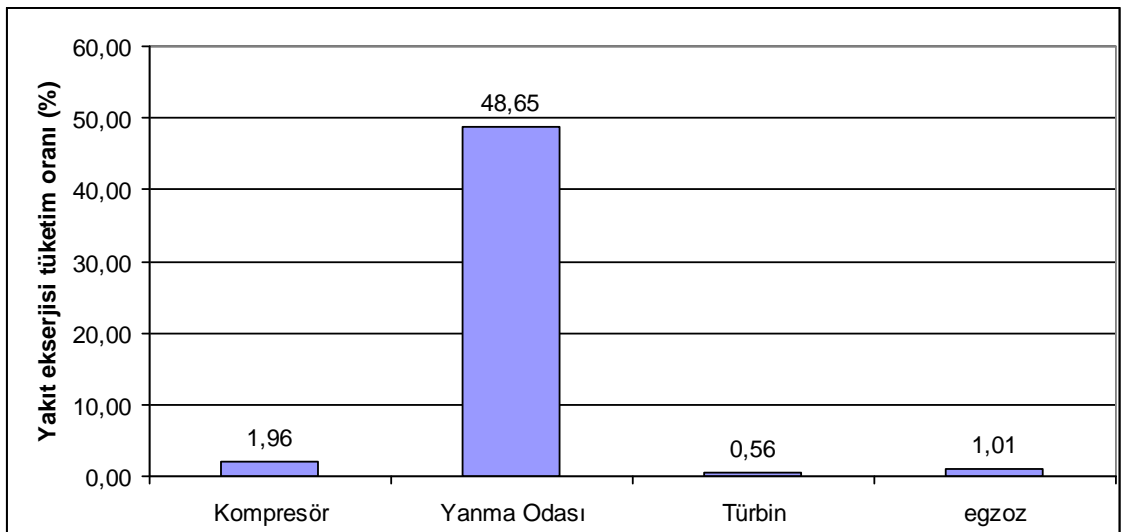
Ayrıca her bir ünite için ayrı ayrı hesaplanan, her bir sistem bileşeninde meydana gelen ekserji kaybının, sistemin tamamında meydana gelen ekserji kaybına oranı olan

izafi ekserji kayıp oranı, her bir sistem bile eninde meydana gelen ekserji kaybının, sisteme giren toplam yakıt ekserjisine oranı olan yakıt ekserjisi tüketim oranı ve her bir sistem bile eninde meydana gelen ekserji kaybının, sistemin üretece i maksimum toplam üretim ekserjisine oranı olan ürün ekserjisi tüketim oranı hesaplanmıştır.



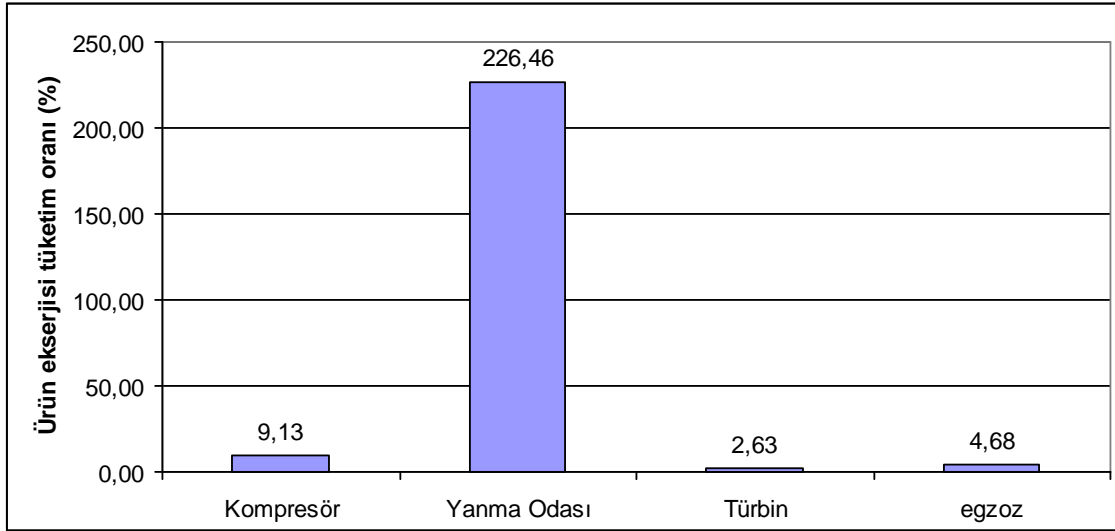
ekil 4.9 zafi ekserji kayıp oranı

ekil 4.9'da her bir ünite için izafi ekserji kayıp oranı gösterilmiştir olup, kompresör için % 3.76, yanma odası için % 93.23, türbin için % 1.08, egzoz için % 1.93 olarak hesaplanmıştır.



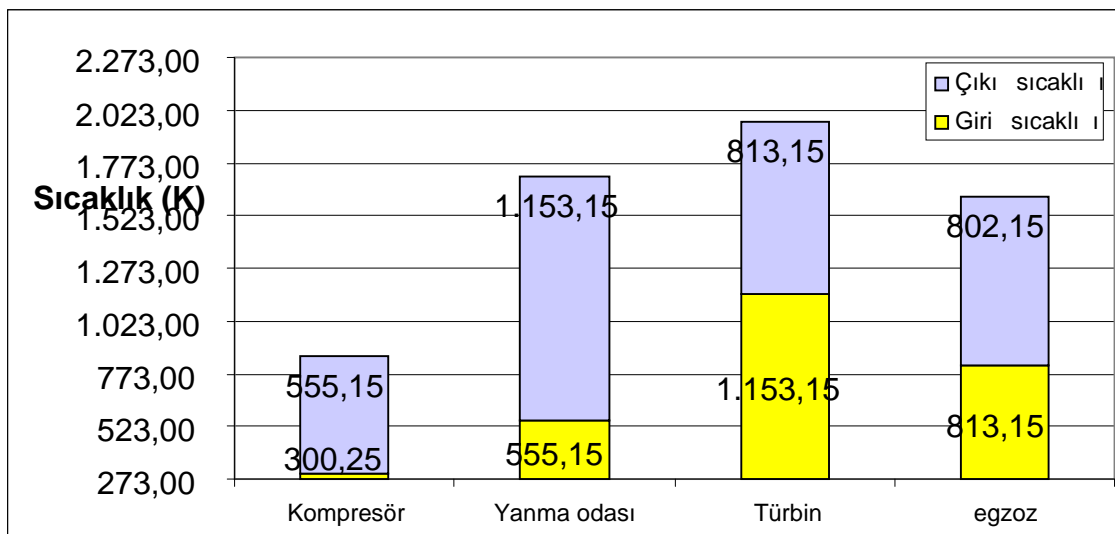
ekil 4.10 Yakıt ekserjisi tüketim oranı

ekil 4.10'da her bir ünite için yakıt ekserji tüketim oranı gösterilmi olup, kompresör için % 1.96, yanma odası için % 48.65, türbin için % 0.56, egzoz için % 1.01 olarak hesaplanmıştır.



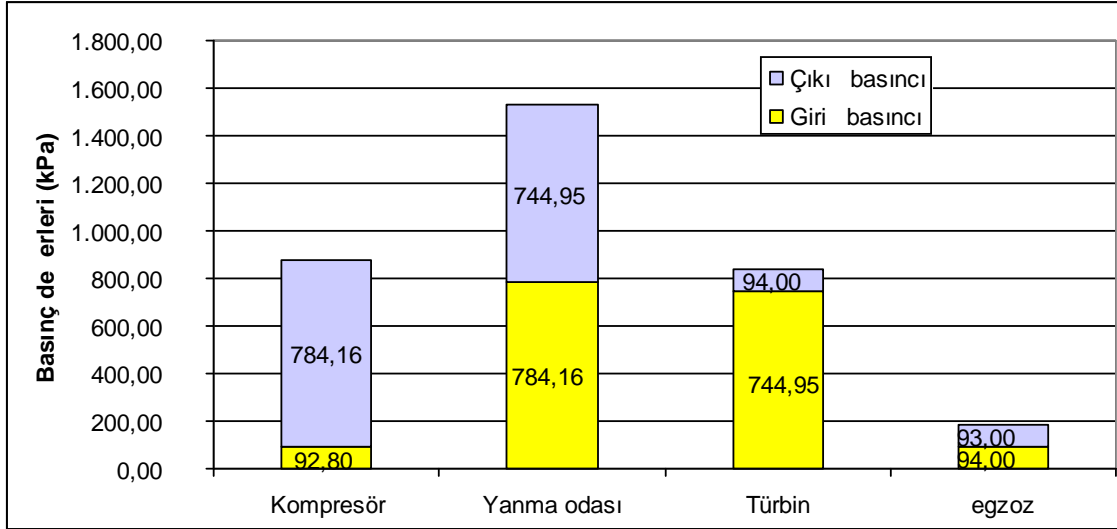
ekil 4.11 Ürün ekserjisi tüketim oranı

ekil 4.11'de her bir ünite için ürün ekserjisi tüketim oranı gösterilmi olup, kompresör için % 9.13, yanma odası için % 226.46, türbin için % 2.63, egzoz için % 4.68 olarak hesaplanmıştır.



ekil 4.12 Motor komponentleri giriş-çıkış sıcaklık değerleri

ekil 4.13'de her bir motor elemanın giri ve çıkı ındaki sıcaklıklar gösterilmi tir.



ekil 4.13 Her bir komponente ait basınç de i imi

ekil 4.13'de her bir motor elemanına ait basınç de i imi gösterilmi tir. Kompresör çıkı ında basınç artarken yanma odasında sabit basınçta yanma hedeflenmi ancak basınçta % 5'lik bir kayıp meydana gelmi tir. Yanma i lemi sonrasında genle en yanma sonu gazları türbine gönderilerek yakıtın kimyasal enerjisi mekanik enerjiye çevrilirken basınç dü mü ve en sonunda yanma sonu gazlar atmosfere gönderilmi tir.

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

Turboprop motor olan ve C-130 uçak ailesini uçuran T-56 motoru üzerinde enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Tüm motor komponentlerine ait giri-çıkı enerji de erleri ile, giri-çıkı ekserji de erleri kayıp-yıkım ekserji de erleri hesaplanarak enerji ve ekserji verimliliği (termodinamik değerlendirme) analizleri yapılmıştır.

Sistemlerin daha yüksek verimlilikleri ile çalışabilecekleri ile ilgili yaklaşımlarımızı iki amaçla olarak değerlendirilebiliriz. İlk amaçta belirli miktarda yakıttan (giren enerji / ekserji) proses sonucunda en fazla çıktı / ürünü elde etmek yada belirli bir ürün / çıktı için en az miktarda yakıt harcanmasını sağlamaktır. İkinci amaçla sistemde geliştirilmeye açık olan elemanların belirlenmesi buna bağlı olarak yeni tasarım modellerinin uygulanabilir olup olmadığının saptanmasıdır.

Enerji sistemlerinin termodinamik açıdan değerlendirilmesi ekserji analizi ile yapılırken bu analiz ile aynı zamanda sistemde mükemmelle yakın ve mükemmelden uzak çalıştıran elemanların belirlenmesi, kayıpların enerji birimi cinsinden ortaya çıkarılması ve diğer benzer sistemlerle bir karşılaştırılma yapılmasını sağlar.

Yapılan analizlere ikinci amaçta her bir sistem elemanının giri ve çıkışındaki ekserjinin maliyeti eklendiği zaman, yapılması ihtiyacı olduğu düşünülen düzeltme ve iyileştirmelerin gerçek anlamda ne kadar faydalı olduğu tespit edilmeye olur.

Diğer bir deyişle yapılacak olan iyileştirmeler için gereken ilk yatırım maliyeti ve masraflar iyileştirme yapıldıktan sonra elde edilecek verimden elde edilecek kar ile karşılanamayabilir. Bu nedenle termodinamik analizin ardından maliyetlerinde hesaba katılacak ekserjiekonomik analizin yapılması bu sorular için doğru cevap olabilecektir.

Sistemin tümü ve her bir motor elemanına ait enerji hesaplamaları yapılmıştır. Enerji performans parametrelerinden izafi enerji kayıp oranı, yakıt enerjisi tüketim oranı ve ürün enerjisi kayıp oranına ait hesaplamalar yapılmıştır.

- Sisteme ait enerji hesaplamaları yapıldığında kompresör, yanma odası, türbin, egzoz ve tüm sistem için sırasıyla hesaplanan enerji verimliliği % 100, % 97.04, % 100, % 97.49, % 22.49 olarak hesaplanmıştır.

Tüm motora ait verimin hesaplanmasında izlenen yol ise, çıkan olarak pervaneyi döndüren, türbin tarafından iletilen enerjinin (mekanik kayıpların hesaplamalara dahil edilmiş hali ile), bu ağı döndürmek için kullanılan yakıtta ait enerjinin oranı olarak hesaplanmıştır.

Kompresör ve türbinde adyabatik proses meydana geldiği kabul edilmiştir. Giriş ve çıkışlarındaki gerçek sıcaklık değerlerine göre entalpi hesaplaması yapıldığından dolayı kayıp oranı hesaplarına katılmamıştır. Enerji performans parametreleri için elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir:

- Motora ait ünitelerden yanma odası ve egzoz için izafi enerji kayıp oranı hesaplanmıştır olup, yanma odası için % 68.07, egzoz için ise % 31.93 olarak bulunmuştur. Tüm sistemde gerçekleşen enerji kaybının entropi üretiminin en fazla miktarda gerçekleşmesi nedeniyle büyük oranının yanma odasında gerçekleştiği tespit edilmiştir.

- Yakıt enerjisi tüketim oranı motora ait ünitelerden yanma odası ve egzoz için hesaplanmıştır olup, yanma odası için % 3.87, egzoz için % 1.82 olarak bulunmuştur. Motor komponentlerinde meydana gelen enerji kayıplarından toplam yakıt enerjisine oranı en büyük olan yanma odası olarak tespit edilmiştir.

- Ürün enerjisi kayıp oranı motora ait ünitelerde hesaplanmıştır olup, yanma odası için % 16.86, egzoz için % 7.91 olarak bulunmuştur. Motor komponentlerinde meydana gelen enerji kayıplarından toplam maksimum ürün enerjisine oranı en büyük olan yanma odası olarak tespit edilmiştir.

Sistemin tümü ve her bir motor elemanına ait ekserji hesaplamaları yapılmıştır. Ekserji performans parametrelerinden izafi ekserji kayıp oranı, yakıt ekserjisi tüketim oranı ve ürün ekserjisi kayıp oranına ait hesaplamalar yapılmıştır.

- Sisteme ait ekserji hesaplamaları yapıldığında kompresör, yanma odası, türbin, egzoz ve tüm sistem için sırasıyla hesaplanan ekserji verimliliği % 93.16, % 61.61, % 99.28, % 96.21, % 21.48 olarak hesaplanmıştır. Yanma odasında gerçekleşen ekserji kaybı tüm sistemde meydana gelen ekserji kaybının %55'ine eşittir.

Tüm motora ait ekserji verimin hesaplanmasında izlenen yol ise, çıkan olarak türbin tarafından iletilen enerjinin (mekanik kayıpların hesaplamalara dahil edilmiş hali ile)

pervaneyi döndüren afa ait ekserjinin, yakıta ait ekserji de erine oranı olarak hesaplanmıştır. Ekserji performans parametreleri için elde edilen sonuçlar u ekildedir.

- Motora ait üniteler için yakıt ekserji tüketim oranı hesaplanmıştır olup, kompresör için % 3.76, yanma odası için % 93.23, türbin için % 1.08, egzoz için % 1.93 olarak bulunmuştur. En büyük en fazla entropi üretiminin meydana geldiği yanma odasında meydana gelmiştir.

- Motora ait üniteler için yakıt ekserjisi tüketim oranı hesaplanmıştır olup, kompresör için % 1.96, yanma odası için % 48.66, türbin için % 0.56, egzoz için % 1.01 olarak bulunmuştur.

- Motora ait her bir ünite için ürün ekserjisi tüketim oranı hesaplanmıştır olup, kompresör için % 9.13, yanma odası için % 226.46, türbin için % 2.63, egzoz için % 4.68 olarak bulunmuştur..

Yakıt olarak kerosen kullanılarak enerji ve ekserji analizi yapılan T-56 motoruna ait termodinamik parametreler, sistemde bulunan her bir komponente ait enerji verimliliği, enerji performans parametreleri, ekserji verimliliği, ekserji performans parametreleri hesaplanmıştır. Bu analiz ile her bir motor komponentine ait hesaplanan değerler ile belirli bir miktar yakıt için sistemin genel değerleri ortaya konmuştur. Düşük olan değerler tasarımlarda göz önünde bulundurulabilecektir.

Yapılabilecek iyileştirmeler için maliyetlerinde hesaba katılması durumunda, yüksek verimlilikten elde edilen kazanç için yapılacak yatırımın ne derece kazanç sağlayacağı da ortaya çıkacaktır.

Tasarımı yapılan sistemlerin prototip aşamasında yapılacak olan bu çalışmalar, ürünün rakipleri arasında tercih edilmesine neden olacak ve dolayısıyla rekabet gücünü de arttıracaktır.

Bu kapsamda çalışmaları boyunca hesaplanan veriler ile bir sonraki adımda ekserjiekonomik analiz yapmak mümkün olabilecektir.

KAYNAKLAR D Z N

- Ahrendts, J., 1980, Reference states, *Energy-Int.J.*, 5: 667-677.
- Airport-Data., <http://www.airport-data.com/aircraft/photo/495550.html> Giri tarihi: 12 Aralık 2011.
- Aras. H., and Ballı. Ö., 2008, Exergoeconomic analysis of a combined heat and power system with the micro gas turbine (MGTCHP), *Energy Exploration & Exploitation* 26(1):53-70.
- Aydın. H., Turan. Ö., Karakoç. H., ve Midilli. A., 2010, Bir turboprop motorun ekserji analizi, *Uluslararası Havacılık ve Uzay Konferansı*, Anadolu Üniversitesi, Eskişehir, 12 s.
- Ballı. Ö., and Aras. H., 2007, Energetic and exergetic performance evaluation of a combined heat and power system with the micro gas turbine (MGTCHP), *International Journal of Energy Research*, 31:425-440.
- Ballı. Ö., 2008, Kojenerasyon sistemlerinin enerji, kullanılabilirlik (ekserji) ve ekserji-ekonomik analiz yöntemlerinin kullanılarak performansının değerlendirilmesi, Doktora Tezi, Osmangazi Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim dalı, Eskişehir, 148 s.
- Ballı. O., Aras. H., Aras. N., and Hepbaslı. A., 2008, Exergetic and exergoeconomic analysis of an aircraft jet engine (AJE), *International Journal of Exergy*, 5: 561-587.
- Bejan. A., Tsatsaronis. G., and Moran., MJ., 1996, *Thermal Design & Optimization*, John Wiley and Sons Inc, 533 p.
- Bejan. A., and Siems. D.L., 2001, The need for exergy analysis and thermodynamic optimization in aircraft development, *International Exergy Journal*, 1: 14-24.
- Çengel. YA., and Boles. MA., 1996, *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Literatür Yayıncılık, 867 s.
- Çolpan. OC., 2005, Exergy analysis of combined cycle cogeneration systems, A thesis submitted to the Graduate School of Natural and Applied Sciences of MiddleEast Technical University, Ankara, Turkey, 120 s.

KAYNAKLAR D Z N (devam)

- Dias. RA., and Balestieri. JAP., 2004, Energetic and exergetic analysis in a firewood boiler, *Revista De Cienci & Tecnologia*, 12 (23):15-24.
- Dincer. I., and Rosen. MA., 2005, Thermodynamic aspects of renewables and sustainable development, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 9:169-189.
- Dincer. I., and Cengel. YA., 2001, Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering, *Entropy*, 3:116-149.
- Ebadi. MJ., and Gorji-Bandpy. M., 2005, Exergetics analysis of gas turbine plants, *International Journal of Exergy*, 2 (1) :285-290.
- Ecole Nationale De L'Aviation Civile (ENAC). 1990. *Le Turbopropulseur*, 3rd edt. Fransa, 172 p.
- Igosso., <http://www.igosso.net/se.cgi?mode=tags&q=aeroengine> Giri tarihi: 12 Aralık 2011.
- Moran. MJ., 1999, *Engineering Thermodynamics*, Mechanical Engineering Handbook, Ed. Frank Kreith, Boca Raton, CRC Press LLC, 90 p.
- Moran., MJ., and Shapiro. HN., 2000, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 4th edt., John Wiley&Sons. 918 p.
- Raymer. DP., 1989, *Aircraft Design, A Conceptual Approach*. AIAA, 3rd edt., Education Series, 838 p.
- Russel. LD., and Adebiyi. GA., 1993, *Classical Thermodynamics*, Sounders College Publishing, 922 p.
- Szargut. J., Morris. DR., and Steward. FR., 1988, *Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes*, Hemisphere Publishing Corporation.
- Turan. Ö., 2000, *Gaz türbinli motorlarda performans analiz ve de erlendirme programları*, Yüksek Lisans Tezi, Anadolu Üniversitesi, Sivil Havacılık Anabilim Dalı, Eski ehir, 195 s.

KAYNAKLAR D Z N (devam)

Turgut. ET., 2007, Uçaklarda kullanılan gaz türbinli motorların ekserjoekonomik analizi, Doktora Tezi, Anadolu Üniversitesi, Sivil Havacılık Anabilim Dalı, Eski şehir, 158 s.