

**UÇAKLARDA KULLANILAN
GAZ TÜRBİNLİ MOTORLARIN
EKSERJOKONOMİK ANALİZİ**

Enis Turhan TURGUT
Doktora Tezi

Sivil Havacılık Anabilim Dalı
Eylül-2007

JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI

Enis Turhan TURGUT'un “**Uçaklarda Kullanılan Gaz Türbinli Motorların Ekserjoekonomik Analizi**” başlıklı **Sivil Havacılık** Anabilim Dalındaki, Doktora Tezi 14.09.2007 tarihinde, aşağıdaki jüri tarafından Anadolu Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

	Adı-Soyadı	İmza
Üye (Tez Danışmanı)	: Prof. Dr. Hikmet KARAKOÇ	
Üye (İkinci Danışman)	: Prof. Dr. Arif HEPBAŞLI	
Üye	: Prof.Dr. Mustafa CAVCAR	
Üye	: Doç. Dr. Adnan MİDİLLİ	
Üye	: Yard. Doç Dr. Necati MAHİR	

Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
.....tarih vesayılı kararıyla onaylanmıştır.

Enstitü Müdürü

ÖZET
Doktora Tezi

UÇAKLARDA KULLANILAN GAZ TÜRBİNLİ MOTORLARIN
EKSERJOEKONOMİK ANALİZİ

Enis Turhan TURGUT

Anadolu Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Sivil Havacılık Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ

İkinci Danışman: Prof. Dr. Arif HEPBAŞLI

2007, 158 sayfa

Ekserji analizi, ısı sistemlerinin tasarım, modelleme ve performans değerlendirmesinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu tezde, uçaklarda kullanılan yüksek by-pass oranlı bir turbofan motorunun detaylı ekserjoekonomik analizi yapılmıştır. İncelenen turbofan motoru, 1 kademe fan, 3 ve 14 kademe düşük ve yüksek basınç kompresörü, halka tipi yanma odası, 2 kademe yüksek basınç türbini ve 4 kademe alçak basınç türbininden oluşmaktadır. Bu türden bir uçak motorunun 10,670 m irtifadaki itki ve özgül yakıt tüketimi sırasıyla 48.04 kN ve 63 kg/hkN'dur. Ekserji verimleri, fan itkisi (36.03 kN) için % 40.19 ve egzoz itkisi (12.01 kN) için % 15.68 şeklinde hesaplanmıştır. Ekserji yıkımının en yüksek olduğu iki eleman 14.75 MW ile yanma odası ve 2.77 MW ile fan olmuştur. Ürün ekserji faktörü, izafi ekserji farkı ve özgül itki maliyeti olarak adlandırılan üç yeni parametre geliştirilmiştir. Fan ve egzoz lülelerindeki STC değerleri sırasıyla 139.01 \$/hkN ve 306.44 \$/hkN olarak bulunmuştur. Geliştirilen üç parametre arasından özellikle STC'nin hem enerji hem de ekserji açısından uçak gaz türbinli motorların karşılaştırılması ve sınıflandırılmasında özgül yakıt tüketimini yerine kullanılabileceği beklenmektedir.

Anahtar Kelimeler: Uçak motorları, Ekserji, Ekserjoekonomi, Performans değerlendirme

ABSTRACT

PhD Dissertation

EXERGOCOECONOMIC ANALYSIS OF AIRCRAFT GAS TURBINE ENGINES

Enis Turhan TURGUT

**Anadolu University
Graduate School of Sciences
Civil Aviation Program**

Supervisor: Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ

Co-Supervisor: Prof. Dr. Arif HEPBAŞLI

2007, 158 pages

Exergy analysis has been widely used in the design, modeling and performance evaluation of thermal systems. In this thesis, a detailed exergoeconomic analysis was performed for a turbofan engine with a high by-pass ratio used in aircrafts. The turbofan engine consists of 1 stage of fan, 3 and 14 stages of low and high pressure compressors, an annular type combustion chamber, 2 stages of high pressure and 4 stages of low pressure turbines. It has a thrust of 48.04 kN and a specific fuel consumption of 63 kg/hkN at an altitude of 10,670 m. The exergy efficiency values were calculated to be 40.19% for the fan (fan thrust = 36.03 kN) and 15.68% for exhaust (exhaust thrust = 12.04 kN) thrusts. The highest exergy destruction occurred in the combustion chamber at 14.75 MW followed by the fan at 2.77 MW. Three new parameters, the product exergy factor, the relative exergy difference and the specific thrust cost (STC), were also proposed. The STC values for the fan and exhaust were obtained to be 139.01 \$/hkN and 306.44 \$/hkN, respectively. It is expected that, among the three parameters proposed, particularly, the STC would be used to compare and classify aircraft gas turbine engines instead of specific fuel consumption parameter since it includes both energetic and exergetic aspects.

Keywords: Aircraft Engines, Exergoeconomics, Exergy, Performance Evaluation

TEŞEKKÜR

Bu tezin ortaya çıkmasında öncelikli olarak danışmanım Sayın Prof. Dr. T. Hikmet Karakoç'a çok teşekkür ederim. Beni her konuda destekleyip en doğru şekilde yönlendirmiş ve hiç tükenmeyen motivasyonu sayesinde bu tezin tamamlanmasını sağlamıştır. Sayın hocamla çalışabildiğim için kendimi her zaman çok şanslı sayacağım.

İkinci danışmanım Sayın Prof. Dr. Arif Hepbaşlı'ya, ayrıca çok teşekkür ederim. Farklı bir üniversiteden, farklı bir kültürle tanışmamı sağlamış ve her konuda tereddütsüz destek vermiştir. Eğer bir gün iyi bir üniversite hocası olabilsem, Arif hocamın bunda çok büyük bir katkısı olmuş olacaktır.

Her iki sayın hocama da, sahip oldukları vizyonu benimle paylaştıkları için tekrar çok teşekkür ederim. Onlardan çok şey öğrendim ve umarım tüm akademik hayatım boyunca öğrenmeye devam etme fırsatım olur.

Sayın Prof. Dr. Yunus Çengel ve Prof. Dr. İbrahim Dinçer'e, olumlu düşünceleri ve çalışmalarında bana gerçekten büyük katkısı olan yardımları için çok teşekkür ederim. Kendileriyle aynı ortamlarda bulunmanın benim için büyük bir şans olduğunu vurgulamak isterim. Ayrıca veriler ve diğer yardımlarından dolayı Sayın Abdullah Kurt'a çok teşekkür ederim.

Çalışmanın tamamlanmasında çok büyük katkıları olan Sayın Prof. Dr. Mustafa Cavcar, Sayın Doç. Dr. Adnan Midilli, ve Sayın Yard. Doç. Dr. Necati Mahir hocalarıma çok teşekkür ederim.

Başta Sayın Prof. Dr. Hidayet Buğdaycı olmak üzere, birçok şey öğrendiğim Sivil Havacılık Yüksekokulu'ndaki tüm hocalarıma gönülden teşekkür ederim. Sizlerle birlikte aynı kurumda çalışmaktan büyük mutluluk duyuyorum.

Yakın arkadaşlarım, İlkay Orhan, Emre Kıyak, Salih Aydın, Önder Turan, SelçukİRde, Önder Altuntaş ve Yılmaz Yörü'ye birlikte geçirdiğimiz keyifli ve yoğun çalışma tempolu zamanlardaki beraberliğimiz için çok teşekkür ederim. Yakın birlikteliğimizin devam etmesini dilerim. Yardım ve desteklerinden dolayı Sayın Yard. Doç. Dr. Hülya Ergül ve Sayın Fulya Erdal'a da çok teşekkür ederim.

Benim sahip olduğumdan daha büyük bir heyecanla çalışmalarımı takip eden ve beni sürekli destekleyen aileme de ayrıca çok teşekkür ederim.

Enis Turhan TURGUT
Eylül 2007

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Giriş	1
1.2. Tezin Amacı ve Önemi	4
1.3. Literatür Araştırması.....	5
1.3.1. Havacılık ve ekserji.....	5
1.3.2. Kojenerasyon tesislerinin ekserji analizi	8
1.3.3. Diğer uygulamalar	14
1.4. Termodinamik Altyapı	17
1.4.1. Kontrol Hacimleri için Bağlıntılar	17
1.4.1.1. Bir kontrol hacmi için kütle korunumu.....	17
1.4.1.2. Bir kontrol hacmi için enerjinin korunumu.....	18
1.4.1.3. Bir kontrol hacmi için entropi dengesi.....	19
1.4.1.4. Bir kontrol hacmi için ekserji dengesi	19
1.4.2. Ekserji Türleri	20
1.4.2.1. Kinetik ekserji	21
1.4.2.2. Potansiyel ekserji	21
1.4.2.3. Fiziksel ekserji	21
1.4.2.4. Kimyasal ekserji.....	24
1.4.3. Ekserji Yıkım ve Kayıpları (Loss – Destruction)	27
1.4.4. Uçak Motorları.....	28

1.4.4.1. Brayton çevrimi.....	28
1.4.4.2. Turbofan motorlar	32
1.4.4.3. CF6-80 turbofan motor modelinin tanıtımı.....	32
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR	36
2.1. Sistem Bileşenleri Ekserji Denklemleri.....	36
2.1.1. Fan.....	40
2.1.2. Düşük basınç kompresörü (LPC).....	41
2.1.3. Yüksek basınç kompresörü (HPC).....	42
2.1.4. Yanma odası.....	44
2.1.5. Yüksek basınç türbini (HPT)	46
2.1.6. Alçak basınç türbini (LPT)	47
2.1.7. Egzoz.....	48
2.2. Ekserji Analiz Parametreleri.....	50
2.2.1. Tersinmezlik oranı	51
2.2.2. Yakıt tüketim oranı	51
2.2.3. Verimlilik kaybı	51
2.2.4. Yakıt ekserji faktörü	52
2.2.5. Ürün ekserji faktörü	52
2.2.6. Ekserjetik iyileştirme potansiyeli.....	53
2.2.7. Termodinamik kalite	53
2.2.8. İzafi ekserji farkı	54
2.3. Hesaplamalar	54
2.3.1. CF6-80 turbofan motorunda kütle ve enerji dengesi	54
2.3.2. Referans entalpi hesaplamaları	62
2.3.3. Referans entropi hesaplamaları.....	66
2.3.4. Fiziksel ekserji hesabı	70
2.3.5. Kimyasal ekserji hesabı	72
2.3.6. Sonuçların karşılaştırılması.....	76
2.3.6.1. Ekserji verimi	76
2.3.6.2. Ekserji yıkım oranı	76

2.3.6.3. Yakıt tüketim oranı	77
2.3.6.4. Verimlilik kaybı	79
2.3.6.5. Yakıt ekserji faktörü.....	79
2.3.6.6. Ürün ekserji faktörü	79
2.3.6.7. Ekserjetik iyileştirme potansiyeli.....	80
2.3.6.8. Termodinamik kalite	82
2.3.6.9. İzafi ekserji farkı	82
2.3.7. Motorun toplam verimi	83
2.3.8. Ekserji analizi değerlendirme.....	86
2.4. Ekserjoekonomik Analiz	87
2.4.1. Ekonomik analize giriş	87
2.4.1.1. Paranın zaman değeri	87
2.4.1.2. Paranın gelecekteki değeri (F)	88
2.4.1.3. Bileşik faiz frekansı.....	88
2.4.1.4. Paranın şimdiki değeri (P).....	89
2.4.1.5. Yıllık ödemeler (Annuity).....	89
2.4.1.6. İlk yatırım iyileştirme faktörü (CRF).....	90
2.4.1.7. Enflasyon.....	90
2.4.1.8. Eskalasyon (Escalation)	90
2.4.1.9. Seviyelendirme (Levelization).....	91
2.4.2. Ekserjoekonomi	91
2.4.2.1. Termoekonomi ve ekserjoekonomi.....	93
2.4.2.2. MOPSA yaklaşımı	95
2.4.2.3. SPECO yaklaşımı.....	96
2.4.2.4. Maliyet dengesi	97
2.4.2.5. F ve P kuralları	98
2.4.3. Ekserjoekonomik denge denklemleri.....	99
2.4.4. Ekonomik analizde kullanılan değerlendirme parametreleri	101
2.4.4.1. Yakıt ve ürün ortalama birim maliyetleri.....	103
2.4.4.2. Ekserji yıkım maliyeti	103
2.4.4.3. İzafi maliyet farkı	104
2.4.4.4. Ekserjoekonomik faktör	105

2.4.4.5. Özgül itki maliyet akımı (Specific Fuel Cost Rate - SFC)...	106
2.4.5. CF6 motoru ilk yatırım ve bakım-işletme maliyetleri (Z)	107
2.4.6. Ekserjoekonomik analiz.....	111
2.4.6.1. Ekserjoekonomik denklem çözümleri.....	114
2.4.6.2. Özgül itki maliyet hesabı	116
3. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	118
4. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	146
KAYNAKLAR	150
EK-1 Emisyon grafik ve çizelgesi.....	157

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
1.1. Enerji, ekserji ve ekserjoekonomi ilişkisi	3
1.2. Termodinamik modeller ve iş potansiyel dağılımları [6].....	6
1.3. Farklı referans koşullara göre yakıt ekserji değişimi [7]	7
1.4. Türbin rotor ve stator bölgesi [9]	9
1.5. Güç-ısı oranının 1. ve 2. yasa verimleri üzerine etkisi [10].....	10
1.6. Güç-ısı oranının geri dönüş süresi ve elektrik/buhar üretimine etkisi [10]....	11
1.7. Ekserji, enerji ve çevre ilişkisi [15].....	15
1.8. Rüzgar hızının ekserji yıkımı ve güç üretimi üzerindeki etkisi – [19] tablo değerlerinin grafik halinde çizimi	17
1.9. Brayton Çevrimi.....	29
1.10. Adyabatik kompresörlerde gerçek ve izantropik hal değişimlerinin T-s diyagramları [33]	30
1.11. Adyabatik bir türbinde gerçek ve ideal değişimlerinin entalpi-entropi (h-s) diyagramı [33]	31
1.12. Çeşitli motorlara ait itki-SFC değerleri.....	33
1.13. Çeşitli motorlara ait itki-OPR değerleri	34
1.14. CF6 Bölümleri [38].....	35
2.1. Ekserjoekonomik hesaplama adımları	37
2.2. CF6 motorunun şematik resmi	39
2.3. Fan.....	40
2.4. Düşük basınç kompresörü	42
2.5. Yüksek basınç kompresörü	43
2.6. Yanma odası.....	44
2.7. Yüksek basınç türbini.....	47
2.8. Alçak basınç türbini	48
2.9. Motor elemanları giriş ve çıkış sıcaklık değişimleri	55
2.10. Motor elemanları giriş ve çıkış basınç değişimleri	56
2.11. Motor elemanları girişlerindeki kütledebiler	57
2.12. Sistem elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki entalpi farkları.....	57

2.13. Sistem elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki entropi farkları	58
2.14. Özgül kinetik ekserjinin irtifayla değişimi	61
2.15. Belirli M ve ses hızı değerleri için kinetik ekserji değişimi	61
2.16. Motor elemanlarının ekserji verimleri	77
2.17. Ekserji yıkım oranı	78
2.18. Motor elemanlarının yakıt tüketim oranları	78
2.19. Motor elemanlarının verimlilik kayıpları	79
2.20. Motor elemanlarının yakıt ekserji faktörleri	80
2.21. Motor elemanlarının ürün ekserji faktörleri	81
2.22. Ekserjetik iyileştirme potansiyeli (IP)	81
2.23. Motor elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki termodinamik kalite değerleri	82
2.24. İzafi ekserji faktörü	83
2.25. Büyük ticari uçaklar için maliyet bölümleri [55]	109
2.26. Bakım işletme katsayısının motor elemanları ve tüm motorun Z değeri (ilk yatırım ve bakım-işletme maliyetleri toplamı) üzerindeki etkisi	110
2.27. Bakım işletme katsayısının özgül itki maliyetine etkisi	111
3.1. Ekserji yıkımı maliyet akımı, c_F	119
3.2. Ekserji yıkımı maliyet akımı, c_P	119
3.3. Motor ünitelerinin izafi maliyet farkları	120
3.4. Motor ünitelerinin ekserjoekonomik faktörleri	121
3.5. Ekserji yıkım maliyetinin (ürün ve yakıt ortalama birim maliyetler kullanılarak) ekserjoekonomik faktör üzerine etkisi	122
3.6. LPC PEC değerinin LPC yakıt maliyet akımı üzerindeki etkisi	123
3.7. LPT yakıt maliyet akımının LPT PEC'ine göre değişimi	123
3.8. Yanma odası ve fan PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri	124
3.9. Yanma odası ve LPC PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri	125
3.10. Yanma odası ve HPC PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri	125
3.11. Yanma odası ve HPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri	126
3.12. Yanma odası ve LPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri	126
3.13. Fan ve LPC PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri	127
3.14. Fan ve HPC PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri	127

3.15. Fan ve HPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri.....	128
3.16. Fan ve LPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri	128
3.17. LPCve HPC PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri	129
3.18. LPC ve HPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri	129
3.19. HPC ve HPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri.....	130
3.20. HPC ve LPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri	130
3.21. HPT ve LPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri	131
3.22. Motor ömrü ve faiz oranının HPC ‘Z’ değeri üzerine etkisi.....	132
3.23. Motor ömrü ve faiz oranının HPT ‘Z’ değeri üzerine etkisi	132
3.24. Motor ömrü ve faiz oranının LPT ‘Z’ değeri üzerine etkisi.....	133
3.25. Motor ömrü ve faiz oranının LPC ‘Z’ değeri üzerine etkisi	133
3.26. Motor ömrü ve faiz oranının fan ‘Z’ değeri üzerine etkisi.....	134
3.27. Motor ömrü ve faiz oranının yanma odası ‘Z’ değeri üzerine etkisi.....	134
3.28. Motor ömrü ve faiz oranının tüm motorun ‘Z’ değeri üzerine etkisi.....	135
3.29. Motor ömrü ve faiz oranının fan itkisi maliyet akımı üzerine etkisi	135
3.30. Motor ömrü ve faiz oranının egzoz itkisi maliyet akımı üzerine etkisi	136
3.31. Seviyelendirilmiş ilk yatırım ve BI maliyetlerinin faiz oranına göre değişimi.....	137
3.32. Ürün maliyet akımının sistem ömrü ile değişimi.....	137
3.33. Yakıt maliyet akımının sistem ömrü ile değişimi	138
3.34. İzafi maliyet farklarının BI katsayısı ile değişimi.....	139
3.35. Ekserjoekonomik faktörün BI katsayısıyla değişimi	140
3.36. İzafi maliyet farklarının yıllık çalışma süresi ile değişimi.....	141
3.37. Ekserjoekonomik faktörün yıllık çalışma süresiyle değişimi	141
3.38. İtki maliyet akımının yakıt fiyatıyla değişimi.....	142
3.39. Yıllık yakıt fiyat artışının itki maliyet akımı üzerindeki etkisi	143
3.40. Yıllık yakıt fiyat artışının itki maliyet oranı üzerindeki etkisi.....	144
3.41. Yıllık çalışma süresinin itki maliyet akımı üzerindeki etkisi.....	144
3.42. Yıllık çalışma süresinin egzoz ve fan STC'leri üzerine etkisi.....	145
Ek.1. 1995 yılı Avrupa kıtası hava sahasının uydu resmi [4]	156

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

1.1. Türbin parametrelerinde meydana gelebilecek hasarların akış ekserjisi üzerindeki etkileri [9].....	10
1.2. Her bir sistem elemanının yıllık maliyetleri ve para akış oranları [11]	12
1.3. Gaz türbin elemanlarının bazı ekserji kayıp değerleri [12].....	13
1.4. Yanma işlemi öncesi ve sonrasındaki gazların mol oranları.....	23
1.5. Standart kimyasal ekserjiler (kJ/kmol) [27].....	25
1.6. Bazı mükemmel gazların kimyasal ekserjileri [27]	26
1.7. Hidrokarbon yakıtların kimyasal ekserjileri [27].....	27
2.1. CF6 motor emisyon oranları (g/kg) [43].....	46
2.2. CF6 motoruna ait kütle ve enerji dengesi denklemleri	55
2.3. CF6 Motoruna ait termodinamik veriler ve hesaplanan parametreler	59
2.4. Yanma sonu gazların mol oranları	65
2.5. Deniz seviyesi ve uçuş irtifası için h_0 ve s_0 değerleri.....	70
2.6. CF6 motoruna ait ekserji parametreleri.....	75
2.7. Motor elemanlarına ait maliyet dengesi denklemleri.....	99
2.8. Ortalama birim maliyetler cinsinden maliyet dengesi denklemleri	102
2.9. Yakıt fiyatlarının gelecek yıllardaki değeri.....	113
2.10. Ekserjoekonomik değerler	109
Ek.1. Çeşitli uçak tiplerinin iniş-kalkış emisyon faktörleri [57].....	157

SİMGELER ve KISALTMALAR

AB	Arđyanma (Afterburner)
BI	Bakım-işletme
CC	Yanma odası
CRF	İlk yatırım dűzenleme faktűrű
COP	Performans katsayısı (Coefficient of Performance)
DOC	Doğrudan işletme giderleri (Direct operation cost)
HPC	Yűksek basınç kompresűrű
HPT	Yűksek basınç tűrbini
LPC	Dűřűk basınç kompresűrű
LPT	Dűřűk basınç turbine
LTO	İniş kalkış (Landing and take off)
MOPSA	Dűzenlenmiř verimlilik yapısı analizi (Modified productive structure analysis)
OPR	Toplam basınç oranı (Overall pressure ratio)
PEC	Satın alınmış donanım maliyeti (Purchased equipment cost)
RPM	Dakikadaki devir sayısı (Revolution per minute)
SFC	Őzgűl yakıt tűketimi (Specific fuel consumption)
SPECO	Őzgűl ekserji maliyeti yűntemi (Specific exergy costing)
STC	Őzgűl itki maliyeti (Specific thrust cost)
UHC	Yanmamış hidrokarbon (Unburned hydrocarbon)

Semboller

a	Ses hızı
\dot{C}	Maliyet akımı (\$/h)
c	Ortalama birim ekserji maliyeti
CA	Seviyelendirilmiş ilk yatırım maliyeti
f	Ekserjoekonomik faktűr
\dot{E}_x	Ekserji akımı (MW)
\bar{e}_x	Molar ekserji (kJkmol ⁻¹)

ex	Özgül ekserji (kJ/kg)
\overline{ex}^{ch}	Standart kimyasal ekserji (kJ/kmol)
F	Uçak motor itkisi (kN)
i	Faiz oranı
h	Saat
\bar{h}	Molar entalpi (kJ/kmol)
$\dot{I}P$	Ekserjetik iyileştirme potansiyeli (MW)
n	Sistem ömrü
\dot{m}	Kütlesel debi
M	Mach sayısı
P	Basınç, Ürün ekserjisi
ppm	Milyondaki oran (Part per million)
ppb	Milyardaki oran (Part per billion)
r	İzafi maliyet farkı
R	Evrensel gaz sabiti (8.314 kJkmol ⁻¹ K ⁻¹)
\bar{s}	Molar entropi (kJ/kmolK)
T	Sıcaklık (K), Uçak motor itkisi (MW)
U	Uçak hızı
x	Mol oranı
X	İzafi ekserji yımı (%)
y	Yıl
\dot{Z}	Seviyelendirilmiş ilk yatırım ve bakım onarım maliyeti
ξ	Verimlilik kaybı (%)
κ	İzafi ekserji faktörü (%)

Alt indisler

0	Çevre koşulları
Cv	Kontrol hacmi
D	Yıkım
ç	Çıkış
egz	Egzoz

F	Yakıt, Yakıt ekserjisi
g	Giriş
gen	Üretim
ger	Gerçek
k	İndis numarası
Q	Isı
L	Kayıp
l	Seviyelendirilme alt indisi, sıvı (liquid)
P	Ürün, çıkanlar
R	Girenler
s	Katı (solid)
T	İtke
ter	Tersinir
v	Su buharı (vapor)
W	İş

Üst indisler

CI	İlk yatırım
CH	Kimyasal ekserji
PH	Fiziksel ekserji
KE	Kinetik ekserji
PE	Potansiyel ekserji

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Enerji ve enerji kullanımı konularında dünyanın şu anda karşı karşıya kaldığı önemli sorunlardan ikisi mevcut enerji kaynaklarının hızla tükeniyor olması ve bu enerji kaynaklarının şu anki kullanımlarının çevreye, ekolojiye ve dünyaya çok ciddi zararlarının olmasıdır. Enerji kaynaklarında böyle bir tehlikenin bilinmediği ya da çok az bilindiği zamanlarda, maliyetler ve ekonomiklik endüstri için şu anki kadar bir öneme sahip değildi. Daha çok teknolojik gelişme, üretimi artırma gibi konulara odaklanılıyordu. Tehlike biraz daha geniş çevrelerce öğrenildiğinde (petrol krizi dönemi), artık enerjinin dikkatlice kullanılması yavaş yavaş endüstrinin en önemli ilgi odağı olmaya başladı. Çevreyle ilgili problemlerin görülmesiyle birlikte ekonomiklik ve çevre arasında çok titiz optimizasyon çalışmalarının ortaya çıkması kaçınılmaz bir hale geldi.

Dünya enerji tüketiminin % 2-5'inin ait olduğu havacılık [1], sürekli gelişmekte olan bir endüstri dalıdır. Günümüzde taşımacılık anlamında 16,800 adet jet uçağı bulunduğu tahmin edilmekte, bu sayının 2024'te ikiye katlanarak 35,300'e ulaşacağı öngörülmektedir. Ayrıca yolcu trafiğı de her yıl % 4.8 oranında artmaktadır [2]. Tüm bu faaliyetler, özellikle atmosferin üst troposfer ve alt stratosfer tabakalarında ve ayrıca daha çok kuzey yarımkürede olmak üzere çok büyük miktarlarda yanmış gaz emisyonlarına ve *contrail* oluşumlarına yol açmaktadır. Ek-1'de verilen şekil ve çizelgede Avrupa kıtası üzerinde, uçaklar tarafından üretilen *contrail*'ler ve çeşitli sivil yolcu uçaklarının iniş ve kalkış süresince ürettikleri emisyonlara ait bazı sayısal değerler görülmektedir.

Havacılığın atmosfer ve çevreye etkileri emisyon anlamında üç ana başlık altında toplanabilir. Bunlar, sera gazları olan H₂O, CO₂ ve NO_x şeklinde sıralanabilir.

Hem küresel ısınmadaki etkin rolü hem de atmosferdeki bulunma süresinin çok yüksek olması nedeniyle CO₂ dengesinin bozulmasının çevre açısından büyük riskler taşıdığı açıktır. Yapılan bir araştırmaya göre [3] 1992 yılında uçaklar

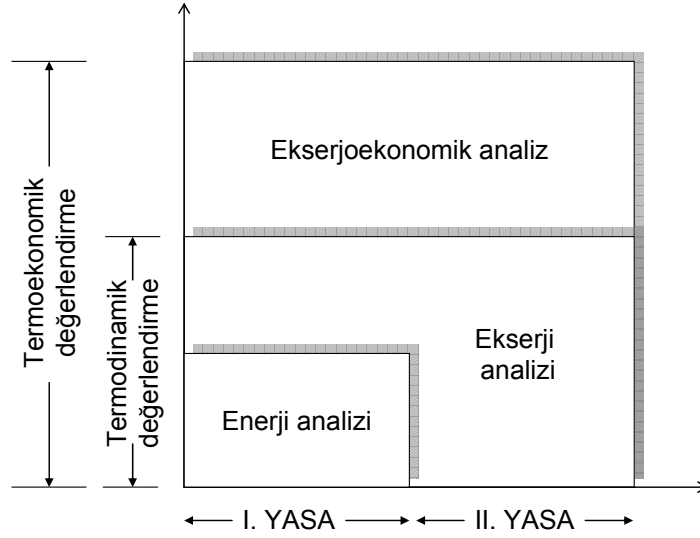
tarafından 0.14 Gt CO₂ üretimi olduğu tahmin edilmektedir. Bu değer, aynı yıldaki toplam insan kaynaklı (anthropogenic) CO₂ üretiminin % 2'sini ve toplam taşımacılık faaliyetlerinin de % 13'ünü oluşturmaktadır.

Su buharı da karbondioksit gibi kaçınılmaz bir yanma sonrası ürünü ve bir sera gazıdır. Çoğu uçuş aktivitesi troposferde gerçekleşir ki bu irtifalardaki su buharı emisyonları yağış şeklinde 1-2 hafta içerisinde yeryüzüne geri döner. Ancak stratosfer tabakalarında gerçekleşen uçuşlarda ortaya çıkan su buharı zamanla toplanarak yüksek yoğunluklu bölgeler meydana getirirler. Bu da hem küresel ısınmaya katkıda bulunur hem de doğrudan ya da doğrudan olmayan yollarla ozon tabakasını negatif anlamda etkiler [4].

NO_x ise su buharı ve karbondioksitin aksine, uygun yanma koşulları ve yanma odası teknolojileriyle üretiminin azaltılması mümkün olan bir gazdır. Yanma sonu sıcaklıkların düşürülmesi, stokiometrik orandaki miktardan daha fazla hava kullanılmaması ve yanmanın meydana gelme süresinin azaltılması, NO_x emisyonunu düşük seviyelere indirebilecek önlemlerden bazılarıdır. NO_x'in çevreye verdiği etki, atmosferin troposfer ve stratosfer tabakaları olmak üzere iki kısımda incelenebilir. Troposferdeki NO_x emisyonları, buradaki ozon miktarını artırıcı niteliğe sahiptir. Ancak troposferdeki ozon, insan sağlığı ve özellikle bağışıklık sistemi açısından zararlı bir durum oluşturur. Bununla birlikte stratosferde ise, NO_x'in ozon yıkımı söz konusudur ki bu da ultraviyole ışınları açısından vazgeçilmez bir koruyucu olan ozon tabakası için olumsuz bir durumdur.

Bu emisyonlar dikkate alındığında, havacılığın atmosfer ve çevreye zararlı etkilerinin olduğu görülmektedir. Bunun yanında havacılığın ekonomi üzerinde de olumsuz etkileri bulunmaktadır. Bu nedenlerle, havacılıkta kullanılan uçak motorlarının yakıt türleri de dikkate alınarak bu zararlı etkilerin azaltılması için bir takım analizlerin uygulanması gerekir. Bu kapsamda, özellikle ekserji ve ekserjoekonomik analizler büyük önem taşımaktadır. Bu analizler günümüzde yaygın bir şekilde her alana uygulanmaktadır.

Ekserji analizleri, sistemde meydana gelen tersinmezliklerin yeri ve şiddeti konusunda bilgiler vererek sistemin termodinamik açıdan değerlendirilmesini



Şekil 1. 1. Enerji, ekserji ve ekserjoekonomi ilişkisi

sağlar. Ekserji analizinin bir adım ötesi olan ekserjoekonomik analiz ise ekserji analizlerinde ele alınan termodinamik değişkenlerin yanı sıra termodinamik olmayan (ilk yatırım maliyeti, bakım maliyeti) değişkenleri de kullanarak elde edilen ürüne ait daha kapsamlı bir maliyet bilgisi sağlamaktadır (Şekil 1.1).

Ekserji, elde edilebilecek maksimum işin sınırını çizmesi anlamında faydalı bir termodinamik yöntem olarak ortaya çıkmıştır. Bu sayede, sistemlerin mükemmele ne kadar yakın bir şekilde çalıştıkları belirlenmiş olmaktadır. Ekserjinin havacılıktaki uygulama alanlarından biri olan uçuş, 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 % 25-27 oranında etkilediği doğrudan işletme giderlerinin düşürülmesi değil ayrıca üretilen zararlı emisyonların da miktarlarının da azaltılması anlamına gelmektedir.

Sistemlerin daha iyi nasıl çalıştırılabilecekleri sorusu iki adımda çözülebilecek bir problemdir. Burada amaç fonksiyonu, belirli miktarda yakıttan (giren ekserji) en fazla ürünü elde etmek ya da belirli bir ürün için en az miktarda yakıt harcanmasını sağlamaktır. Bu adımlardan ilki sistemde geliştirilmeye açık olan elemanların belirlenmesi, yeni tasarım modellerinin uygulanabilir olup olmadığının saptanmasıdır. Tek başına yapılan ekserji analizleri, enerji

sistemlerinin termodinamik açıdan değerlendirilmesini sağlar. Sistemde mükemmelle yakın ve mükemmelden uzak çalışan elemanların belirlenmesi, kayıpların enerji birimi cinsinden ortaya çıkarılması ve diğer benzer sistemlerle bir karşılaştırılma yapılmasını sağlar. Ancak bu analiz yöntemi ile çözümün sadece birinci adımı tamamlanmış olur. Çözümün ikinci adımı, bütün sistemin hesaplanabilir en küçük noktasına kadar olan tüm maliyetlerin bilinmesi, sistemin bir çeşit maliyet haritasının çıkarılmasının sağlanmasıdır. Bunun literatürdeki diğer bir tanımı maliyet akışının ortaya çıkarılmasıdır. Her bir sistem elemanın giriş ve çıkışındaki ekserjinin maliyeti bilindiği zaman, sistemde yapılmak istenen düzeltme ve iyileştirmelerin gerçekten faydalı olup olmadığının belirlenmesi mümkün olur. Bir ünite, çok yüksek bir verimde çalışabilir ancak gerek ilk yatırım gerekse de işletme maliyeti, yüksek verimden sağlanan kazancı etkisiz kılabilir. Aynı şekilde bir ünite düşük verimde çalışsa bile sisteme yüklediği maliyet, bu ünitenin veriminin yükseltildiği durumdaki maliyetten çok daha küçük olabilir. Bu bağlamda ekserjoekonomik analiz yönteminin yararı, sistem elemanlarının değerlendirilmesinde termodinamik kavramların yanı sıra maliyetlerin de göz önüne alınmasıdır. Bunun yanında, sistem üzerinde yapılması düşünülen iyileştirmelerin getireceği ek maliyetlerin, mevcut maliyetlere göre bir değerlendirilmesinin yapılarak iyileştirmenin kazançlı olup olmadığını göstermektedir.

Sonuç olarak ekserji ve ekonominin birlikte kullanıldığı analiz tekniklerinde amaç;

- Sistemin tasarımını ve/veya çalışmasını optimize ederek ekonomik kaynakların uygun bir şekilde dağılımlarını sağlamak,
- Ürünlerin gerçek maliyet ve satış fiyatlarını bularak sistemin kararlılığını ve ekonomik fizibilitesini sağlamak

şeklinde özetlenebilir [5].

1.2. Tezin Amacı ve Önemi

Bu tez üç bakımdan özgün bir çalışmadır. Bunlardan ilki bir turbofan motorunun kompresör ve türbininin yüksek ve alçak basınç olarak ayrı ayrı

düşünüldüğü bir ekserji analizinin yapılmamış olmasıdır. Daha önceki çalışmalar ya turbojetleri konu almışlar ya da türbin ve kompresörü tek başlarına birer eleman olarak kabul etmişlerdir. İkinci fark daha önce kerosen yakıtının kullanıldığı bir uçak gaz türbin motorunun ekserji analizinin yapılmamış olmasıdır. Literatürdeki kısıtlı çalışmalarda yakıt olarak metan (CH_4) kullanılmıştır. Üçüncü konu ise daha önce bir uçak motoruna ekserjoekonomik analizin uygulanmamış olmasıdır.

Bu tezde belli bir irtifada, belli bir uçuş rejiminde uçan bir uçağın bir motorunun verdiği itki maliyeti, ekserjoekonomik analiz yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır. Motorun ilk yatırım maliyetleri ile işletme ve bakım maliyetlerinin de hesaplamalara katılmasıyla itki için \$/hkN şeklinde bir maliyet değeri bulunmuş ve böylece özgül itki maliyeti (Specific Thrust Cost - STC) olarak tanımlanan yeni bir parametre geliştirilmiştir. Bu şekilde elde edilen itki maliyeti, hem termodinamiğin her iki yasasını birlikte kullanması, hem de hesaplamalarda motorla ilgili tüm maliyetleri dikkate alması anlamında gerçekçi bir sonuç vermiştir.

Bu tezin amacı, uçak motorlarının ekserjetik ve ekserjoekonomik yöntemler kullanılarak analizinin yapılması ve bu analizler çerçevesinde hesaplanan parametrelerle sistem elemanlarının performanslarının değerlendirilmesi şeklinde özetlenebilir.

1.3. Literatür Araştırması

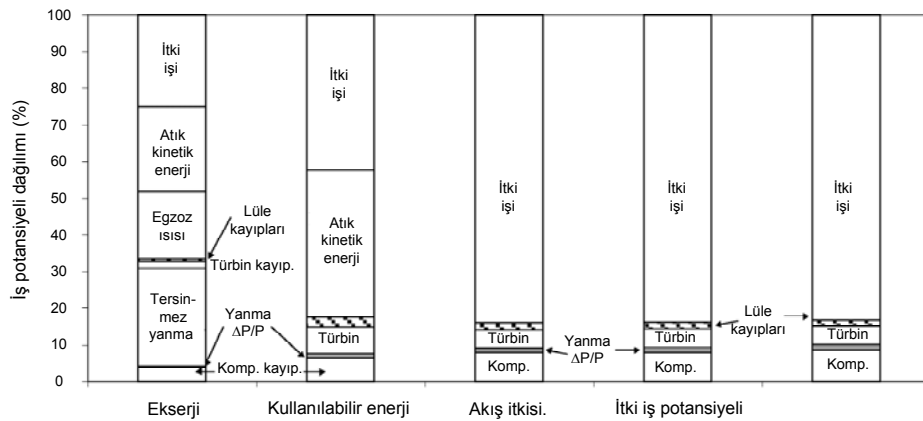
1.3.1. Havacılık ve ekserji

Roth ve Mavris (2000) tarafından yapılan çalışmada bir turbojet motoru için dört ayrı termodinamik kayıp model – *Ekserji*, *Kullanılabilir Enerji (Available Energy)*, *Akış İtkisi (Stream Thrust)* ve *İş Potansiyeli (Work Potential)* incelenmiştir [6]. Elde edilen sonuçların karşılaştırılması sonucunda sistem içindeki elemanların optimizasyonu amaçlı yapılacak çalışmalarda, bu modellerden *akış itkisi* ve *iş potansiyeli*'nin en uygun modeller olacağı sonucuna varılmıştır. Ancak, çalışmanın başında, bu tür enerji sistemlerinde termodinamik

esaslı kayıpların incelenmesinde, termodinamiğin birinci yasasının yanında ikinci yasasının da hesaplamalara katılması gerekliliği savunulmuş olsa da ekserji haricindeki tüm modellerde sadece birinci yasanın kullanıldığı ve entropi ile ilgili durumların göz ardı edildiği görülmektedir (örnek, kullanılabilir enerji (ke) modeli birinci yasa ile ifade edilmiş, akış itkisi ise gene $6.955\sqrt{ke}$ şeklinde birinci yasa ile ilişkilendirilmiştir). Bununla birlikte çalışmanın sonucunda, amacı termodinamiğin ikinci yasasının izin verdiği maksimum işe göre izafi kayıpları belirlemek olan analizler için ekserji modelinin en uygun model olduğu ifade edilmiştir.

Şekil 1.2’de, çalışmada sunulan modeller ve her bir modeldeki iş potansiyeli dağılımı ile kayıplar görülmektedir. Son üç modelde itki işi, diğer kısımlara göre çok daha fazla etkin olmakla beraber, kullanılabilir enerji modelinde atık kinetik enerji ve ekserji modelinde ise ayrıca yanmadaki tersinmezlikler ve egzoz ısısının da dağılımında önemli etkileri bulunmaktadır. Turbomakine elamanlarındaki kayıplar her modelde hemen hemen birbirine eşit olarak hesaplanmıştır [6].

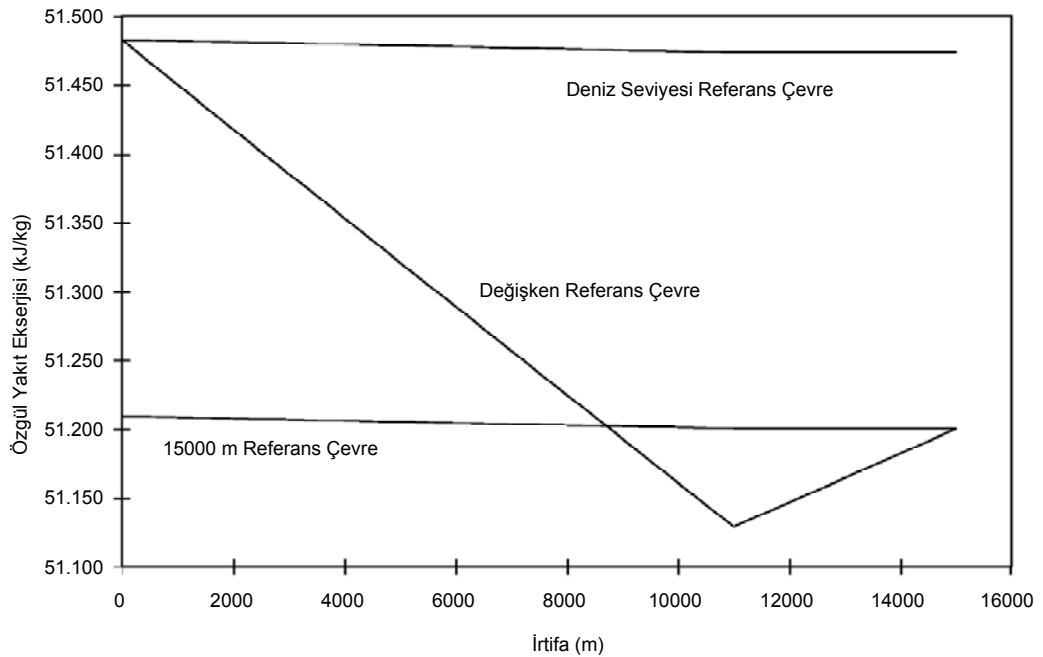
Uçak motorlarının ekserji verimlerinin değerlendirilmesinde seçilen referansın etkisi Etele ve Rosen (2001) tarafından incelenmiştir [7]. Bu çalışmada turbojet bir motorun deniz seviyesi ile 15,000 m irtifa arasında farklı iki referans seçim yöntemine göre (sabit ve değişken çevre), ekserji verimindeki değişimler hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre motor rasyonel veriminin deniz



Şekil 1. 2. Termodinamik modeller ve iş potansiyel dağılımları [6]

seviyesinde % 16.9'dan 15,000 m irtifada % 15.3'e düştüğü belirtilmiştir. Bu çalışmanın ortaya koyduğu önemli noktalardan biri, egzozdan dışarı atılan yüksek termodinamik potansiyeldeki gazın ekserji analizindeki önemi, diğeri ise ekserji analizinin uçaklarda ortaya çıkan ve diğeri enerji sistemlerine göre önemli bir farklılığı olan çevre koşullarının farklı bir biçimde değerlendirilmesi zorunluluğudur. Bununla birlikte konuyla ilgili oldukça önemli bir çalışma olarak görülebilecek bu yayının analizi yapılan motor tipi hakkında bilgi vermemiş olması ve ekserji hesaplamalarında akışın mükemmel gaz kabul edilişi daha doğru sonuçların bulunması anlamında eksiklik olarak görülebilir. Ayrıca yakıt olarak da kerosen ya da benzeri bir uçak yakıtı yerine metan kullanılmıştır. Bu çalışmanın sonucunda, egzoz emisyonlarının ekserji kayıpları içindeki en önemli kayıp olduğu ifade edilmiştir. Ayrıca değişken çevre referans şartlarına göre rasyonel verimin deniz seviyesinden 15,000 m'ye kadar yaklaşık % 2 oranında değiştiği, diğeri taraftan aynı irtifa aralığında referans çevrenin sabit tutulması durumunda rasyonel verimin neredeyse aynı kaldığı sonucuna varılmıştır.

Şekil 1.3'te yakıtın özgül ekserjisinin farklı referans seçim durumlarına göre değişimi verilmiştir. Buna göre deniz seviyesi ve 15,000 m'de, irtifaların sabit olması durumunda ekserji değişimi sıfırken, stratosfere kadar olan irtifa değişimlerinde, irtifa arttıkça yakıtın özgül ekserjisi düşmektedir. Bununla birlikte



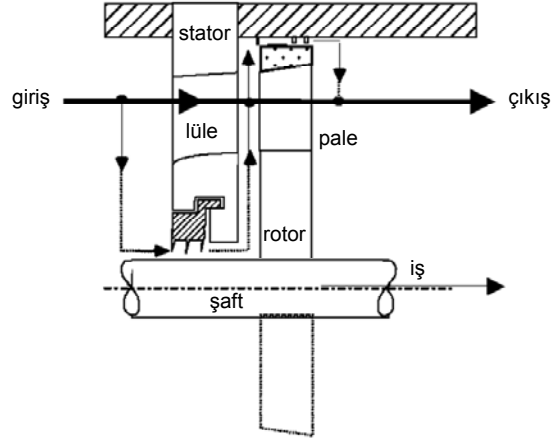
Şekil 1. 3. Farklı referans koşullara göre yakıt ekserji değişimi [7]

bu düşüşün 11,000 m³'de, deniz seviyesine oranla % 0.68 gibi çok küçük bir oran olduğu görülmektedir [7].

Bejan ve Siems (2001) tarafından tamamlanan başka bir çalışmada ise uçak sistemlerinin geliştirilmesinde ekserji analizinin ve termodinamik optimizasyonunun önemi vurgulanmaktadır [8]. Bu çalışmada ekserji analizlerinin teorik bir limit belirlediği ve sistemdeki ekserji kayıp ve yıkımlarının minimuma getirilmesinin, sistemin performansının ve veriminin bu teorik limite yaklaşmasını sağladığı ifade edilmiştir. Amaç fonksiyonu, gittikçe soğuyan ve en sonunda da dışarı atılan sıcak gaz akışından maksimum enerjinin alınması olduğu gösterilmiştir. Ekserji analizlerinin yanında entropi üretiminin minimuma getirilmesi (Entropy Generation Minimization - EGM) ve ekserjoekonomi, bugünkü modern mühendislik termodinamiğinde önemli değişiklikler yaratmıştır. Günümüzde enerji sistemlerinin analizlerinde kayıpların yapısı, boyutları ve bunların belirlenmesi (ekserji analizi), sistem sınırları göz önüne alınarak bu kayıpların minimuma getirilmesi (EGM) ve enerji sisteminin ilk yatırım, çalıştırma ve bakımdan oluşan toplam maliyetlerinin en aza indirilmesi üzerinde (ekserjoekonomi) durulmaktadır. Bu çalışma tam anlamıyla uçak motorlarının ekserji analizleri üzerinde değil, daha genel anlamda sıcak bir gaz akışından mümkün olduğunca yüksek iş elde edebilme amaçlı hazırlanmış bir yayın olması bakımından yararlıdır.

1.3.2. Kojenerasyon tesislerinin ekserji analizi

Aguilar ve ark. [9] tarafından yapılan çalışmada, buhar türbinlerinde meydana gelen tipik arızaların ve düşük performansta çalışmanın maliyetlere getirdiği ek yükler incelenmiştir. Yapılan ekserjoekonomik analiz ile türbin kanatçıklarının uç açıklıkları, kök açıklıkları, giriş alanı, lüle bölgesindeki yüzeyin pürüzlülüğü ve sapma açısı parametrelerindeki değişim problemleri içinde, kayıpların en fazla lüle alanındaki artış ve lüle yüzeyindeki pürüzlülük artışı durumlarında olduğu belirlenmiştir. Lüle ve pale bölgeleri Şekil 1.4'te gösterilmektedir. Diğer taraftan katı parçacıkların emisyonunun türbin çıkış



Şekil 1. 4. Türbin rotor ve stator bölgesi [9]

alanında yol açtığı büyümenin de en sık rastlanılan hatalı çalışma durumlarından biri olduğu vurgulanmaktadır. Çizelge 1.1’de türbin palesi ve lülede meydana gelebilecek belirli boyutlardaki arızaların yakıt tüketimi ve maliyetler üzerindeki etkisi görülmektedir. Lüle alanında ve lüle yüzey pürüzlülüğündeki değişimlerin ekserjoekonomik olarak etkisi, yaklaşık 9 \$/MWh ve 6 \$/MWh şeklinde bulunmuştur.

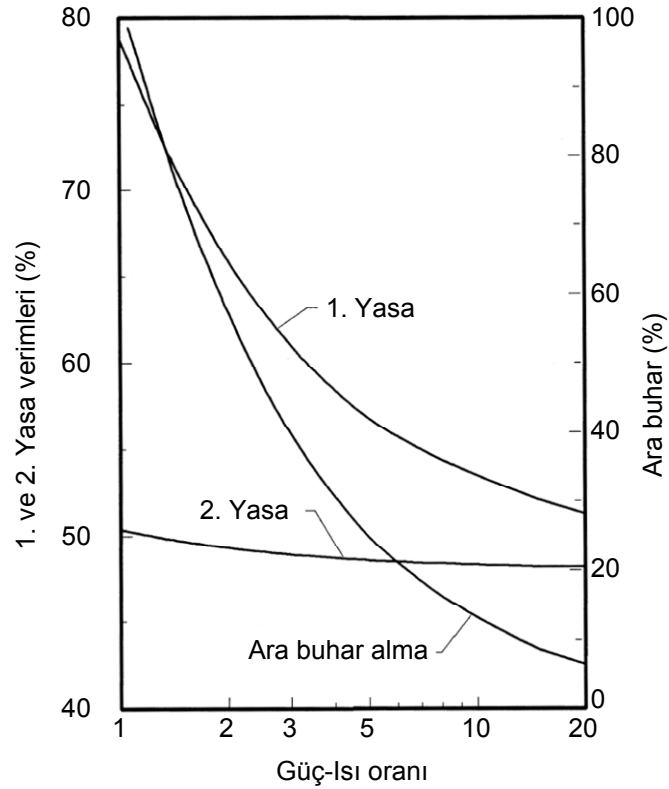
Kojenerasyon tesislerinin ekserji ve ekserjoekonomik analizleri ile ilgili yapılan bir diğer çalışmada [10], biri gaz türbin elektrik üretimi ve buhar üretimi, diğeri gaz türbin ve buhar türbini ile elektrik ve buhar üretimi olan iki ayrı kojenerasyon tesisinin ekserji analizi ve mühendislik açıdan değerlendirilmesi yapılmıştır. Gibbs fonksiyonunu minimize edilmesi ve Lagrangian çarpanlarının kullanılmasıyla yanma sonu gazlar belirlenmiştir. Analiz için yeni bir algoritma önerilmiş ve bu yeni algoritmanın kullanılmasıyla elde edilen sonuçların literatürdeki benzer çalışmalara çok yakın sonuçlar ortaya çıkardığı ifade edilmiştir.

Şekil 1.5’de görüldüğü üzere güç-ısı oranının birinci yasa üzerinde önemli bir etkisi bulunmaktadır. 1. yasa verimi, güç-ısı oranı arttıkça (yani daha fazla güç

Çizelge 1.1. Türbin parametrelerinde meydana gelebilecek hasarların akış ekserjisi üzerindeki etkileri [9]

Arıza tipi	Ekserjetik yakıt etkisi (kW/kW)	Ekonomik etki (\$/MWh)
$\pm \% 1 A_N$	0.8690	9.0380
$\pm \% 10 A_{kök}$	0.1550	1.6116
$\pm \% 10 A_{uç}$	0.0384	0.3999
$\pm \% 1 k_n$	0.6333	6.7038
$\pm \% 1 k_b$	0.2345	2.4382
$\pm \% 10 \alpha$	0.0713	0.7421

Semboller:
A: alan; N: lüle; kök: pale kökü; uç: pale ucu;
k: pürüzlülük faktörü; b: pale; α : sapma açısı

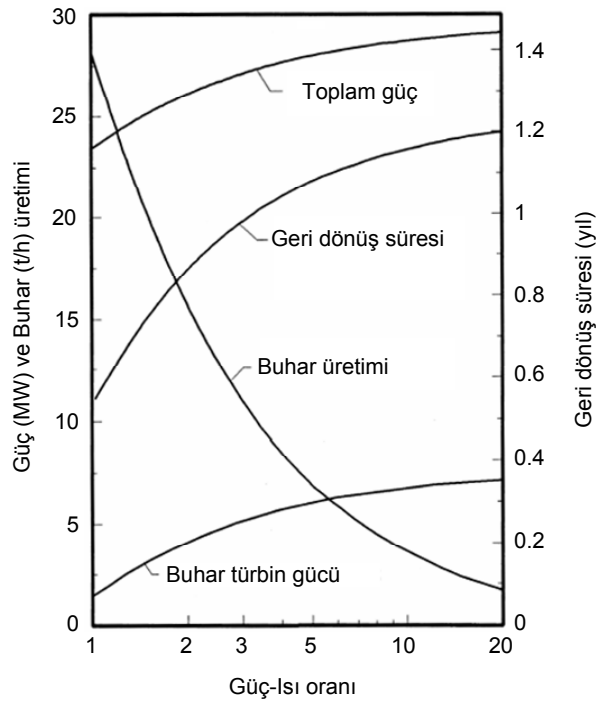


Şekil 1. 5. Güç-ısı oranının 1. ve 2. yasa verimleri üzerine etkisi [10]

üretimi söz konusu olup bundan dolayı atık ısının artması) düşmektedir. Diğer taraftan ikinci yasa verimi üzerinde güç-ısı oranının çok büyük bir etkisi bulunmamaktadır.

Bu çalışmada ortaya konan bir başka sonuç da Şekil 1.6'da verilmiştir. Bu şekle göre buhar üretiminin güç-ısı ile ilişkisi, Şekil 1.5'deki ara buhar ile benzerlik taşımaktadır. Güç-ısı oranı arttıkça buhar türbini için yapılan yatırım miktarı artacağından geri dönüş süresi de artacaktır. Buhar türbini gücü, güç-ısı oranı ile doğru orantılı olarak değişirken toplam güç de buhar türbini gücü ile aynı eğilimde hareket etmektedir.

Kim [11], 1000 kW gücündeki bir kojenerasyon tesisi için yaptığı ekserjoekonomik analizde sistem elemanlarının ilk yatırım, amortisman ve bakım işletme maliyetlerinin maliyetler üzerindeki etkisini yıllık olarak incelemiştir. 5×10^{-6} \$/kJ maliyetindeki yakıt için ürünlerin birim ekserji maliyetleri ve buna ilişkin para akışları hesaplanmıştır. Bu hesaplamalara ilişkin sonuçlar Çizelge 1.2'de görülmektedir.



Şekil 1. 6. Güç-ısı oranının geri dönüş süresi ve elektrik/buhar üretimine etkisi [10]

Çizelge 1.2. Her bir sistem elemanının yıllık maliyetleri ve para akış oranları [11]

Ünite	İlk yatırım maliyeti (10 ³ \$)	Amortisman maliyeti (10 ³ \$)	Yıllık maliyet (10 ³ \$/yıl)	Para akış oranı (\$/h)
Kompresör	173.6	173.6	22.28	2.95
Yanma Odası	92.6	92.6	11.90	1.58
Türbin	405.1	405.1	51.99	6.89
Atık ısı kazanı	173.6	173.6	22.28	2.95
Yakıt kompresörü	110.0	110.0	14.11	1.88
Ara soğutucu	23.2	23.2	2.97	0.39
Baca	23.2	23.2	2.97	0.39
Toplam	1001.3	1001.3	128.5	17.03

Çalışma süresi = 8000 h/yıl; faiz oranı = % 10;
Sistem çalışma ömrü = 15 yıl; hurda değeri: % 10

İlk yatırım ve bakım maliyetleri göz önüne alındığında, sistemin gaz türbin, atık ısı kazanı, ara soğutucu ve baca elemanlarının toplam para akışları 17.03 \$/h olarak bulunmuştur. Bu toplam değer % 40'lık kısmı türbinde, % 34'lük kısmı yarı yarıya olmak üzere kompresör ve atık ısı kazanında ve geri kalanı da yanma odası, baca ve ara soğutma ünitelerinde harcanmıştır. Ayrıca sistemin değişik yükler altında çalıştırılmasının maliyetlerinin incelenmesi sonucunda buhar maliyetinin yük artışıyla doğru, elektrik maliyetinin ise ters orantılı bir şekilde değiştiği ortaya konmuştur. Ayrıca sistem kayıplarının maliyete getirdiği yüklerin sistem çalışma yükünün azalmasıyla düştüğü (% 100 yük için 12.781 \$/h, % 75 için 11.237 \$/h ve % 50 yük için 8.942 \$/h) bulunmuştur [11].

Cziesla ve ark. [12] tarafından yapılan bir çalışmada 126 MW gücünde bir birleşik çevrimli güç santralinin ekserjoekonomik analizi, kaçınılabilir ve kaçınılamaz kayıplar dikkate alınarak yapılmıştır. Belirlenen tersinmezliklerin tamamının günümüzdeki teknolojik, ekonomik ve fiziksel sınırlar nedeniyle giderilemeyeceği, bu nedenle bu tersinmezliklerin kaçınılabilir ve kaçınılamaz şeklinde iki ayrı grupta incelenmesi gerekliliği üzerinde durulmuştur. Bu sayede daha fazla ilerlemenin günümüzdeki şartlarda mümkün olmayacağı ya da istenilen

kazancı getirmeyeceği belli olan elemanlar üzerinde boş yere zaman ve para harcanması yerine, teknolojik ilerleme konusunda umut vadeden elemanlar üzerine yoğunlaşarak minimum maliyet ve çalışma ile maksimum ilerleme gerçekleştirilebilir. Söz konusu tesis için kaçınılabilir ve kaçınılamaz ekserji kayıpları Çizelge 1.3'te görülmektedir. 'UN' ve 'AV' üst indisleri kaçınılamaz ve kaçınılabilir kayıpları, D ve P alt indisleri ise ekserji yıkımı ve ürün ekserjisini göstermektedir.

Çizelge 1.3'e göre toplam tersinmezliklerdeki kaçınılabilir tersinmezlik oranı % 5 ile en düşük yanma odasında, % 91 ve % 88 ile en yüksek 1 numaralı ısı değiştiricisi ile kompresörde meydana gelmiştir. Yapılan analiz sonucunda enerji sistemindeki toplam ekserji kayıpları, toplam yakıt ekserjisinin % 6.72'si ile 18.525 MW olarak bulunmuştur. Diğer taraftan yakıt ekserjisinin % 47'den fazlası sistem içerisindeki tersinmezlikler nedeniyle kullanılamamıştır.

Yapılan geniş literatür taramasında, son yıllarda tüm dünyada çok yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanan kojenerasyon tesislerine ilişkin birçok çalışma ile karşılaşmıştır. Aşağıda bunlarla ilgili kısa bilgiler verilmiştir:

- ☑ Güç santrallerinin ekserjetik ve termoeconomik analizleri (Exergetic and thermoeconomic analyses of power plants) – 500 MW gücündeki bir kojenerasyon tesisinde, buhar ve gaz türbininden elde edilen ürünlerin maliyetlerinin, ürün yapısı ekserjoekonomik modeli (MOPSA) göz önüne alınarak geliştirilen bir program ile hesaplanmıştır [13].

Çizelge 1.3. Gaz türbin elemanlarının bazı ekserji kayıp değerleri [12]

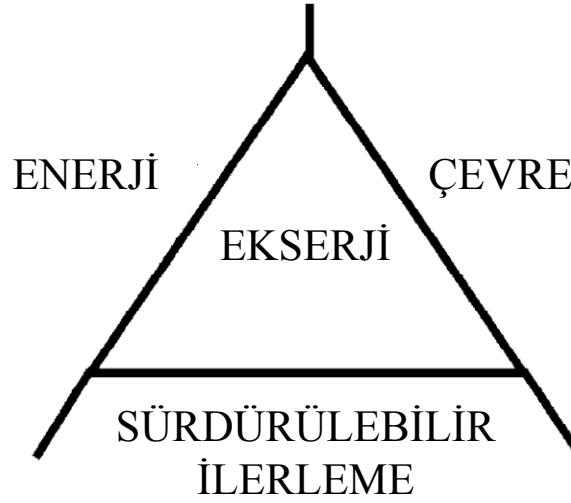
	$\left(\frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_{P,tot}} \right)_k^{UN}$ (%)	$\dot{E}x_{D,k}^{UN}$ (MW)	$\dot{E}x_{D,k}^{AV}$ (MW)	$\frac{\dot{E}x_D^{AV}}{\dot{E}x_{D,k}^{UN+AV}}$ (%)
Kompresör	1.25	1.29	9.82	88
Isı değiştirici 1	1.51	0.91	9.68	91
Isı değiştirici 2	2.88	5.15	7.80	60
Yanma odası	32.39	66.51	3.62	5
Türbin	3.06	2.82	3.23	53

- ☑ Gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinin ekserjoekonomik analizleri (Exergoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems) – 1000 kW gücündeki bir gaz türbin kojenerasyon tesisi için iki ayrı ekonomik model – özgül ekserji maliyetlendirmesi (SPECOC: specific exergy costing) ve düzenlenmiş ürün yapısı analizi (MOPSA: modified productive structure analysis) – kullanılarak ekserjoekonomik analiz yapılmıştır [14].

1.3.3. Diğer uygulamalar

Ekserji analizleri, enerji/madde akışı ya da enerji dönüşümü olan süreçlerin pek çoğunda kullanılabilir. Özellikle alternatif enerji konusunun güncellik kazandığı son yıllarda, literatürde hidrojen yakıtının üretimi ve kullanımı ile yakıt hücreleri alt başlıklarında ekserji analizleri ile sıklıkla karşılaşılmaktadır. Bu çalışmalardan bazı örnekler aşağıda verilmiştir:

Dinçer (2002) tarafından yapılan başka bir çalışmada ise, hidrojen enerji sistemlerinin çevresel ve ekserjetik etkileri incelenmiştir [15]. Bir enerji formunun ya da bir maddenin ekserjisi, kullanılabilirlik, kalite ya da değişiklik yaratma kapasitesi olarak tanımlanmış ve sistemlerin analiz ve tasarımlarında ekserji ile çevre arasındaki ilişkiye dikkat çekilmiştir (Şekil 1.7). Hidrojenin gelecek için en umut verici enerji taşıyıcısı olduğu vurgulanırken bu enerji taşıyıcısının yakıt hücreleri ile ya da yakılarak kullanımının çevreye sadece su buharı ve az miktarda NO_x emisyonu haricinde başka bir etkisinin bulunmadığı ifade edilmiştir. Bunun yanında ekserjinin, kütle ve enerji korunumu prensiplerinin yanında termodinamiğin ikinci yasasını da kullanan etkin bir araç olduğu, kayıp ve atıkların yer ve miktarlarını belirleyebildiğinden enerji kaynaklarının daha verimli bir şekilde kullanımını mümkün hale getirdiğinin altı çizilmiştir. Yakıt hücreleri üzerine verilen örneklerin sonucunda, bu sistemlerin ikinci yasa ve birinci yasa verimlerinin, hidrojenin kimyasal ekserjisi ile alt ısı değerinin birbirine yakın olması nedeniyle benzer elde edildiği, ayrıca giriş ekserjisinin tamamına yakınının iç tersinmezlikler ve elektrik üretimine harcanmış olduğu açıklanmıştır.



Şekil 1. 7. Ekserji, enerji ve çevre ilişkisi [15]

Ekserji analizi, bir başka çalışmada (Hotz ve ark. 2006), iki ayrı tip yakıt hücresinin karşılaştırılması amacıyla kullanılmıştır [16]. Farklı çalışma ve geometrik parametrelerin hidrojen polimer elektrolitli yakıt hücresi (PEFC) ile doğrudan metanol yakıt hücresi (DMFC) sistemlerinin verimlerine etkileri termodinamiğin birinci ve ikinci yasası göz önüne alınarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre metanol giriş oranı sabit olmak şartıyla PEFC mikro güç ünitesi yaklaşık % 30 ekserji verimi ile 2.2 W güç üretirken, aynı çalışma koşullarındaki bir DMFC ünitesi % 25 ekserji verimi ile 1.8 W güç üretebildiği bulunmuştur. Bununla birlikte DMFC aleyhine olan verimdeki bu farklılık, DMFC'nin göreceli olarak daha basit bir sistem olması, bu sistemin küçük hacimlerdeki uygulama alanları için daha cazip olabileceğini ortaya konulmuştur.

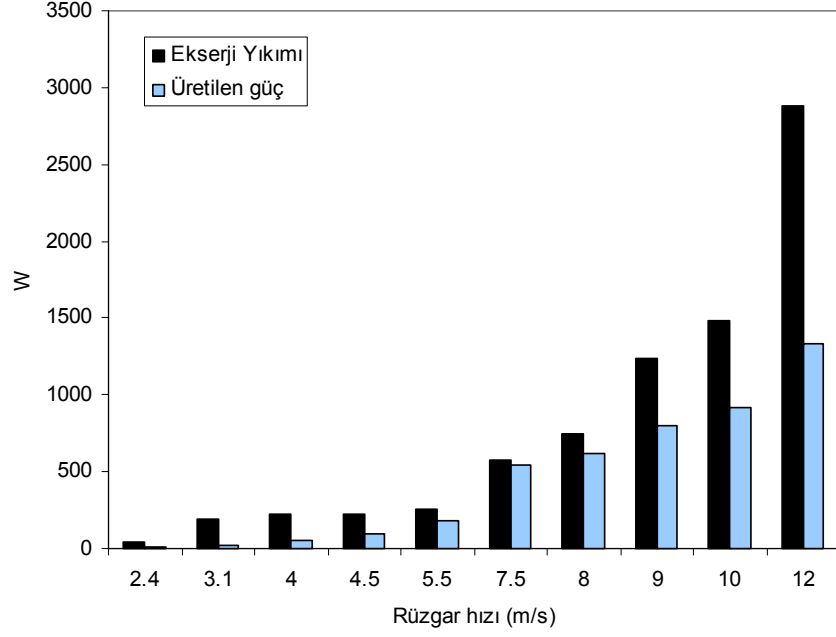
Hepbaşı (2007) tarafından yapılan bir çalışmada ekserjinin sistemlerin verimliliklerinin değerlendirilmesi ve enerji tasarrufunu maksimum yapmaya yönelik tasarımlar için çok etkin bir araç olabileceği vurgulanarak, güneş enerjisi yardımcı toprak kaynaklı ısı pompalarının ekserji modeli geliştirilmiştir [17]. Bu çalışmada sistem elemanlarının izafi ekserji yıkımları hesaplanmış ve ekserji yıkımının en yüksek oranda meydana geldiği sistem elemanın yoğunlaştırıcı olduğu bulunmuştur. Yoğunlaştırıcıyı sırasıyla, kompresör, genişleme valfi ve buharlaştırıcı takip etmektedir. Ayrıca ürün ve yakıt ekserji değerleri temel

alınarak hesaplanan enerji ve ekserji verimleri, çevre sıcaklığının 0-25°C değerlerine göre % 73.9-73.3 ile % 63.3-51.7 arasında bulunmuştur.

Moreno (1997), bir nükleer santralin ekserjoekonomik analizini doktora tezi kapsamında incelemiştir [18]. Bu teze birlikte, farklı bir elektrik üretim santrali için ekserji ve ekonomik analiz uygulanmış ve elde edilen sonuçlara göre en yüksek ekserji yıkımının meydana geldiği eleman, fizyon ekserjisinin soğutucuya transfer edildiği reaktör olarak belirlenmiştir. Reaktörü sırasıyla düşük basınç türbini ve buhar üretici takip etmektedir. Bu tezde, ısı değiştiricilerinin, buhar ara ısıtıcılarının ve besleme suyu ısıtıcılarının yüksek birinci yasa verimine sahip olmalarına karşın ikinci yasa verimlerinin düşük olduğuna dikkat çekilmiştir. Ekonomik anlamda sisteme bakıldığında ise meydana gelen ekserji kayıplarının maliyete yansımaları reaktörde 18,207 \$/h, düşük basınç türbininde 2094 \$/h, yoğunlaştırıcıda 1744 \$/h ve buhar üretici elemanda 1223 \$/h şeklinde gözlemlenmektedir. Yukarıda verilen ekserji yıkım sıralaması (reaktör, düşük basınç türbini ve buhar üretici), ekonomik parametrelerin etkisi ile ekserjoekonomik analiz çerçevesinde değişiklik göstermektedir (reaktör, düşük basınç türbini, yoğunlaştırıcı ve buhar üretici).

Rüzgar santrallerinin verimlerinin hesaplanmasında ekserji yaygınca kullanılan bir yöntemdir. Literatürde bu konuyla ilgili oldukça fazla yayına rastlamak mümkündür. [19] kaynağında küçük güç seviyesindeki bir rüzgar türbini için ekserji ve güvenilirlik analizi yapılmıştır. Özellikle rüzgarın hızı olmak üzere rüzgarın sıcaklık parametresi de göz önüne alınarak sistemin ekserji verimi ve yıkımları hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler Şekil 1.8'deki grafikte görülmektedir. Şekle göre rüzgar hızının 5.5-8 m/s değerleri arasında ekserji yıkımı ile üretilen güç arasında büyük bir fark görülmemektedir. Bununla birlikte 5.5-8 m/s'nin altındaki ve üstündeki hız değerleri için ekserji yıkımı, üretilen güçten önemli miktarda yüksek değerler almaktadır.

Bu çalışmada vurgulanan bir başka önemli nokta da, 12 m/s rüzgar hızı için ekserji veriminin rüzgar sıcaklığının 0 ve 20°C değerleri için sırasıyla % 24.82 ile % 89.55 olarak hesaplanmış olmasıdır. Bu da ekserji veriminin sadece



Şekil 1. 8. Rüzgar hızının ekserji yıkımı ve güç üretimi üzerindeki etkisi – [19] tablo değerlerinin grafik halinde çizimi

rüzgar hızına değil, aynı zamanda rüzgarın sıcaklığına da bağlı olduğunu göstermesi bakımından dikkate değer bir sonuçtur.

Jeotermal ısıtma ve uygulamalarıyla ilgili başka bir yayında [20] üç ayrı jeotermal sistemin enerji ve ekserji verimleri hesaplanarak, sistemler içerisindeki ekserji yıkımlarının en fazla olduğu elemanlar belirlenmiştir. Buna göre üç sisteme giren enerji miktarları 17.02 MW ile 101.22 MW arasındayken, ekserji değerleri ise 2.35 MW ile 16.49 MW arasında değişmektedir. Enerji ve ekserji verimleri ise sırasıyla % 39.6-% 55.6 ile % 45.7-% 63 şeklinde hesaplanmıştır.

1.4. Termodinamik Altyapı

1.4.1. Kontrol hacimleri için bağıntılar

1.4.1.1. Bir kontrol hacmi için kütle korunumu

Kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan kütle akışlarıyla birlikte dt zaman aralığındaki kontrol hacmindeki kütle birikimi,

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_g \dot{m} - \sum_{\zeta} \dot{m} \quad (1.1)$$

bağıntısıyla gösterilir. Diğer yandan birçok mühendislik sistemi sürekli akışlı sistemler olarak kabul edilmektedir [21]. Sürekli akışlı sistemler için Denklem (1.1);

$$\sum_g \dot{m} = \sum_e \dot{m} \quad (1.2)$$

şekline indirgenmiş olur.

Deniz seviyesinde ya da belirli bir irtifada çalışan bir gaz türbinli motorda kütleli debinin zamanla değişmediği, hesaplama kolaylığı açısından girişteki kütleli debiyle çıkıştaki kütleli debinin aynı olduğu kabul edilir. Bununla birlikte özellikle kompresör boyunca akan havanın bir kısmı çeşitli görevlerde kullanılmak üzere çekilir. Bunlar arasında, yanma odası ve türbin bölgelerinin soğutulması, özellikle yüksek basınç türbini olmak üzere türbin ve kompresörün pale uç açıklık kontrolü ve yataklarda sızdırmazlık sağlama gibi görevler sayılabilir. Bu durumda motor girişindeki hava ile egzozdan çıkan hava miktarı aynı olmayacaktır.

1.4.1.2. Bir kontrol hacmi için enerjinin korunumu

Sürekli akışlı sürekli açık sistemlerde kontrol hacimlerinin enerji korunum ifadesi genel olarak;

$$\dot{E}_g - \dot{E}_{\zeta} = \Delta \dot{E}_{sistem} = 0 \quad (1.3)$$

şeklinde gösterilir [23]. Denklem (1.3) açık olarak;

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) = \dot{Q}_{\zeta} + \dot{W}_{\zeta} + \sum \dot{m}_{\zeta} \left(h_{\zeta} + \frac{V_{\zeta}^2}{2} + gz_{\zeta} \right) \quad (1.4)$$

olarak da yazılabilir. Buna göre termodinamiğin birinci yasası ya da diğer adıyla enerji dengesi denklemi;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (1.5)$$

şeklinde ifade edilir.

1.4.1.3. Bir kontrol hacmi için entropi dengesi

Sistem sınırları içerisinde ısı transferinin olduğu sürekli akışlı sürekli açık sistemlerde entropi dengesi [21],

$$0 = \sum_g \dot{m}_g s_g - \sum_\zeta \dot{m}_\zeta s_\zeta + \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + s_{gen} \quad (1.6)$$

olarak yazılabilir. Denklem (1.6)'de entropinin korunmadığı görülmektedir. Gerçek sistemler için çıkanların entropisi girenlerin entropisinden daima daha büyük olmakta, bu fark da sistem içerisindeki tersinmezliklerden veya sistem ve çevresi arasındaki ısı transferlerinden kaynaklanmaktadır.

1.4.1.4. Bir kontrol hacmi için ekserji dengesi

Belirli bir kontrol hacmi için entropide olduğu gibi ekserji korunumundan da söz edilemez. Tersinmez süreçlerde ekserjide daima azalma meydana gelmektedir. Buna göre söz konusu kontrol hacmi için genel anlamda ekserji dengesi [21];

$$\frac{dEx_{cv}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{cv} - p_0 \frac{dV_{cv}}{dt} \right) + \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_\zeta \dot{m}_\zeta ex_\zeta - \dot{Ex}_D \quad (1.7)$$

olarak yazılır. Bu denklemde dEx_{cv}/dt ve dV_{cv}/dt terimleri sırasıyla kontrol hacminin ekserji ve hacim değişimi şeklinde tanımlanır. $\dot{E}x_D$ terimi ise ekserji yıkımını göstermektedir. Sistemin sürekli akışlı sürekli açık olduğu kabul edildiğinde Denklem (1.7);

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{O}_j - \dot{W}_{cv} + \sum_g \dot{m}_g ex_g - \sum_\zeta \dot{m}_\zeta ex_\zeta - \dot{E}x_D \quad (1.8)$$

şekline dönüşür. Denklem (1.8)'da eşitliğin sağ tarafındaki terimlerden ilki, ısı transferinden kaynaklanan ekserji girişi ya da çıkışını, ikincisi ise kontrol hacminde yapılan işi ifade etmektedir.

İş, ısı ve kütleyle transfer edilen ekserji bütün olarak düşünüldüğünde, bir sistem için birim zamandaki ekserji dengesi ayrıca [22],

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_\zeta + \dot{E}x_D + \dot{E}x_L \quad (1.9)$$

şekliyle de yazılabilmektedir. $\dot{E}x_L$ bir daha kullanılmayacak şekilde dışarı atılan ekserji akımını tanımlamaktadır. İdeal olmayan hal değişimlerinde çıkan ekserjinin giren ekserjiden daima büyük olduğu Denklem (1.9) ile de görülmektedir.

1.4.2. Ekserji türleri

Bir sistemin ekserjisi hesaplanırken nükleer, manyetik, elektrik ve çekim etkileri ihmal edilerek genel anlamda ekserjinin dört bileşeni dikkate alınır [23]. Bunlar fiziksel, kimyasal, kinetik ve potansiyel ekserjilerdir ve,

$$\dot{E}x_t = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} + \dot{E}x_k + \dot{E}x_p \quad (1.10)$$

şeklinde gösterilir.

1.4.2.1. Kinetik ekserji

Kinetik enerji, tamamı yararlı işe dönüştürülebildiği için aynı zamanda kinetik ekserjiye eşittir. 'V' terimi hız olmak üzere kinetik ekserji [24];

$$ex_k = \frac{V^2}{2} \quad (1.11)$$

şeklinde ifade edilir. Kinetik ekserji genellikle hesaplamalarda kullanılmamaktadır. Bunun nedeni, kompresör ve türbin gibi sürekli açık sistemlerin birinci yasa bağıntılarında görüldüğü gibi hız farkından kaynaklanan enerjinin entalpi farkından kaynaklanan enerjinin yanında oldukça küçük değerlerde kalması şeklinde açıklanabilir.

1.4.2.2. Potansiyel ekserji

Potansiyel ekserji de kinetik ekserji gibi tamamının yararlı işe dönüştürülebildiği bir ekserji bileşenidir. 'g' ve 'z' sırasıyla yerçekimi ivmesi ve yükseklik olmak üzere potansiyel ekserji [24];

$$ex_p = gz \quad (1.12)$$

olarak ifade edilmektedir.

1.4.2.3. Fiziksel ekserji

Fiziksel ekserji, bir akış ya da maddenin belli bir anda sıcaklık ve basınç anlamında çevresiyle olan farklılığının bir ölçüsüdür. 'h' ve 's' terimleri entalpi ve entropi olmak üzere molar fiziksel ekserji [22],

$$\bar{ex}_{ph} = \bar{h} - \bar{h}_0 - T_0 (\bar{s} - \bar{s}_0) \quad (1.13)$$

olarak hesaplanmaktadır. Termodinamik tablolarında çok sık kullanılan gazların birimleri genellikle ($kJ/kmol$) olarak verildiği için Denklem (1.13)'de de bu birim kullanılmıştır. Denklem (1.13), söz konusu gazın mol kütlelerine bölünerek birim kütle başına ekserji değerine dönüştürülebilmektedir. Akış, mükemmel gaz olarak kabul edilirse, Denklem (1.13),

$$\bar{e}_{x_{ph}} = \bar{c}_p T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R} T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (1.14)$$

şeklinde yazılabilir. Burada \bar{c}_p , \bar{R} , P ve P_0 sırasıyla sabit basınçta özgül ısı, evrensel gaz sabiti, sistem basıncı ve çevre basıncıdır. Evrensel gaz sabiti $8.314 kJ/kmolK$ olarak kullanılmaktadır. Eşitliğin sağ tarafındaki parantez içindeki terim sıcaklık etkisini, ikinci terim ise basınç etkisini göstermektedir.

Fiziksel ekserjinin bulunmasında çevrenin entalpi (h_0) ve entropisinin (s_0) doğru bir şekilde hesaplanmasının sonuçlar üzerinde ciddi bir etkisi vardır. h_0 ve s_0 , akışkanın kimyasal yapısının değiştiği yanma gibi işlemler sonucunda aynı kalmaz.

Çevrenin entalpisi ve entropisi, karışımdaki mevcut gazların mol oranları ile çevre sıcaklığı ve basıncındaki entalpi değerleri kullanılarak bulunur. Yanma sonrasında karışımdaki gazların mol oranlarının değişmesi ve ayrıca ortaya çıkan su buharının bir bölümünün yoğunlaşması, çevre entalpi ve entropisinin hesaplanmasında başka bağıntılar gerektirir. Literatürde bu bağıntılar hakkında çok fazla bir kaynak bulunmamıştır. Bununla birlikte Bejan ve ark. (1996), bu bağıntılar ile ilgili ayrıntılı bir kaynak hazırlamışlardır. Girenlerin ve ürünlerin mol oranlarının Çizelge 1.4'teki gibi olduğu bir kimyasal reaksiyonda h_0 ve s_0 hesaplanması şöyle gerçekleşir:

Yanma sonu gazlar içerisinde su buharının bulunduğu reaksiyonlarda, buharın çığ noktası yoğunlaşmanın başlayacağı sıcaklığı belirler. Eğer çevre sıcaklığı bu sıcaklığın altındaki bir değerde ise ve basınç sabitse, yoğunlaşma başlar. Bu durumda egzozdaki su buharının bir kısmı sıvıya dönüşeceğinden, karışımın gaz kısmının mol oranları değişecektir. Bu yeni halin mol oranlarını

hesaplayabilmek için öncelikle su buharının ne kadarının sıvıya dönüştüğünün belirlenmesi gereklidir. Bunun için;

$$0.0317 \text{ bar} = \frac{n_v}{(x_{N_2} + x_{O_2} + x_{CO_2}) + n_v} \times P_{ref} \quad (1.15)$$

bağıntısı kullanılmaktadır. Eşitliğin solundaki değer, su buharının 298 K sıcaklıktaki doyma basıncıdır. n_v ve P_{ref} ise sırasıyla buhar kısmın mol oranı ile çevre basıncını ifade etmektedir. Bulunan n_v değeri su buharının gaz fazının mol oranını belirtir. $Dp - n_v$ değeri ise su buharının sıvı fazının (n_l) mol oranını verecektir.

Bu durumda yanma sonu gazların fiziksel ekserjilerinin hesaplanabilmesi için gerekli h_0 ve s_0 ; ($A'_{xp}, B'_{xp}, C'_{xp}$) ile n_v ve n_l kullanılarak bulunmaktadır. Bu hesaplama ile A, B, C 'nin yeni mol oranları, önceki mol oranlarından biraz daha yüksek çıkar. Buna göre toplam entalpi,

$$\bar{h}_0 = A'_{xp} \bar{h}_{N_2} + B'_{xp} \bar{h}_{O_2} + C'_{xp} \bar{h}_{CO_2} + n_v \bar{h}_{H_2O,v} + n_l \bar{h}_{H_2O,l} \quad (1.16)$$

ile elde edilirken entropi bileşenleri,

$$\bar{s}_{N_2} = \bar{s}_{N_2}^0 - \bar{R} \ln \frac{A'_{xp} P_0}{P_{ref}} \quad (1.17)$$

Çizelge 1. 4. Yanma işlemi öncesi ve sonrasındaki gazların mol oranları

	Girenler		Ürünler	
	Mol	Mol oranı	Mol	Mol oranı
Yakıt	Y	-	-	-
Azot	Ar	Axr	Ap	Axp
Oksijen	Br	Bxr	Bp	Bxp
Karbondioksit	Cr	Cxr	Cp	Cxp
Su buharı	Dr	Dxr	Dp	Dxp

bağıntısıyla ayrı ayrı bulunur. Toplam entropi ise,

$$\bar{s}_0 = A'_{xp} \times \bar{s}_{N_2} + B'_{xp} \times \bar{s}_{O_2} + C'_{xp} \times \bar{s}_{CO_2} + n_v \times \bar{s}_{H_2O,v} + n_l \times \bar{s}_{H_2O,l} \quad (1.18)$$

şeklinde hesaplanır [22].

1.4.2.4. Kimyasal ekserji

Kimyasal reaksiyonlar sonucunda bir kontrol hacminin giriş ve çıkışındaki gazların mol oranları aynı olmayabilir. Bu durumda çevre ile reaksiyon sonucu bir kimyasal farklılık meydana gelecektir. Bir gazın, sistem sıcaklığı ve basıncındaki kimyasal yapısıyla aynı gazın çevre sıcaklık ve basıncındaki kimyasal yapısı arasındaki fark kimyasal ekserji olarak tanımlanır ve [22],

$$\bar{e}_{ch} = \sum_k x_k \bar{e}_k^{ch} + \bar{R}T_0 \sum_k x_k \ln x_k \quad (1.19)$$

bağıntısıyla gösterilir. ‘ \bar{x} ’ terimi her bir gazın toplam içerisindeki mol oranını belirtmektedir. ‘ \bar{e}^{ch} ’, ise gaz bileşenlerinin standart kimyasal ekserjilerini göstermektedir. Literatürde standart kimyasal ekserjiler için mevcut iki yaklaşım vardır [21]. Bunlardan birincisi Ahrendts (1980) tarafından ortaya atılmıştır [25]. Bu modelde çevre basıncı 1.019 atm olarak kabul edilmektedir. İkinci model ise Szargut ve ark. (1988) tarafından geliştirilmiş olup çevre basıncı 1 atm olarak alınmıştır [26]. Çeşitli maddelerin her iki modele göre standart kimyasal ekserjileri birçok termodinamik kitabında bulunmaktadır. Bununla birlikte Çizelge 1.5’de hesaplamalarda sıklıkla kullanılan bazı maddelerin standart ekserjileri gösterilmektedir.

Yakıtların kimyasal ekserjilerinin hesaplanması, reaktif olmayan maddelerin kimyasal ekserjilerinin hesaplanmasından farklıdır. Giren ve ürünlerin ekserjileri Denklem (1.20) ve (1.21) kullanılarak ayrı ayrı hesaplanır [27]:

$$\bar{e}x_R = \bar{g}_{R0} - \bar{g}_0 \quad (1.20)$$

Çizelge 1. 5. Standart kimyasal ekserjiler (kJ/kmol) [27]

	Model I (Ahrendts 1980)	Model II (Szargut ve ark. 1988)
Azot (N ₂)	640	720
Oksijen (O ₂)	3950	3970
Karbondioksit (CO ₂)	14175	19870
Su buharı (H ₂ O)	8635	9500
Su (H ₂ O)	45	900

$$\bar{e}x_P = \bar{g}_{P0} - \bar{g}_0 \quad (1.21)$$

Burada \bar{g}_{P0} ve \bar{g}_{R0} , giren ve çıkanların Gibbs fonksiyonlarını gösterirken, \bar{g}_0 akışın çevre haline indirgenmesi sonucunda değişen Gibbs fonksiyonunu belirtmektedir. Kimyasal reaksiyon sonucunda elde edilebilecek maksimum iş *kJ/kmol* cinsinden,

$$\begin{aligned} \bar{w}_{\max} &= \bar{e}x_R - \bar{e}x_P \\ \bar{w}_{\max} &= \bar{g}_{R0} - \bar{g}_{P0} \\ \bar{w}_{\max} &= (\bar{h}_{R0} - \bar{h}_{P0}) - T_0 (\bar{s}_{R0} - \bar{s}_{P0}) \end{aligned} \quad (1.22)$$

bağıntısıyla bulunur. Verilen sıcaklık için reaksiyondaki yakıt ve diğer maddelerin entalpi ve entropileri termodinamik tablolarından elde edilir ve Denklem (1.22)'de yerlerine konularak reaksiyon (yanma) sonucunda ortaya çıkan enerjiden alınabilecek maksimum iş bulunur.

Diğer taraftan bazı maddelerin ve yakıtların kimyasal ekserjilerinin bulunması için kullanılan değişik yöntemler vardır. Bunlar Çizelge 1.6 ve 1.7'de görülmektedir. Bu yöntemler özellikle yakıtla ilgili entalpi ve entropi özelliklerine ulaşamadığında faydalı olabilmektedir.

Bu tezde yakıt olarak havacılıkta en çok kullanılan yakıt türü olan kerosen kullanılmıştır. Kerosenin kimyasal formülü ile ilgili olarak literatürde kesin olarak belirlenmiş bir formül bulunamamış, C₁₂H₂₃ şeklinde verilen formüllere

rastlanmıştır [28]. Aynı kaynakta ayrıca yakıtın kimyasal ekserjisi de 45.8 MJ/kg (7670 kJ/kmol) olarak tanımlanmıştır.

Çizelge 1.6'da 'y' terimi maddenin karışımdaki mol oranını belirtmektedir. Saf madde için $\ln y = 0$ olmaktadır. Bununla birlikte standart kimyasal ekserjiler, sıcaklık ve basınca bağlı değildir. Çizelge 1.7'de ise karbon, oksijen, hidrojen ve azot içeren yakıtların kimyasal ekserjilerinin hesaplanması için bağıntılar görülmektedir. Bu bağıntılardaki H/C, O/C ve N/C terimleri atomik oranları tanımlamaktadır. Bu tezde havayı oluşturan maddelerin standart kimyasal ekserjileri Çizelge 1.5'den alınmış, kimyasal ekserjileri ise Denklem (1.19) ile hesaplanmıştır.

Ekserji, enerjinin kalitesiyle ilgili bir kavramdır ve her enerji türünün farklı kalitesi vardır (elektrik enerjisi ve ısı enerjisi gibi). Enerjinin kullanımı esnasında, enerjinin belli bir kısmı, ilk baştaki kalitesinden daha düşük kalitedeki bir başka enerji türüne dönüşür (yani yüksek oranda kullanılabilir olan yüksek kalitedeki enerji ve düşük kullanılabilir oranındaki göreceli olarak düşük kalitedeki enerji). Bunun sonucu olarak yüksek kalitedeki bir enerji türünün, çok daha yüksek kapasitede iş elde etme olanağı varken, evlerin ısıtılması gibi basit işlerde kullanılması verimi oldukça düşük sonuçlar ortaya çıkaracaktır [29].

Çizelge 1. 6. Bazı mükemmel gazların kimyasal ekserjileri [27]

Madde	\bar{e}_x^{ch}, Standart kimyasal ekserji (kJ/kmol)
Amonyum	$2478.907 \ln y_{NH_3} + 337\ 861$
Benzen	$2478.907 \ln y_{C_6H_6} + 3\ 253\ 338$
Karbon (grafit)	410535
Karbondioksit	$2478.907 \ln y_{CO_2} + 20\ 108$
Karbonmonoksit	$2478.907 \ln y_{CO} + 275\ 224$
Etan	$2478.907 \ln y_{C_2H_6} + 1\ 484\ 952$
Hidrojen	$2478.907 \ln y_{H_2} + 235\ 153$
Metan	$2478.907 \ln y_{CH_4} + 830\ 212$
Nitrojen	$2478.907 \ln y_{N_2} + 693$
Oksijen	$2478.907 \ln y_{O_2} + 3948$
Su buharı	$2478.907 \ln y_{H_2O} + 8595$

Çizelge 1. 7. Hidrokarbon yakıtların kimyasal ekserjileri [27]

Madde	Standart kimyasal ekserji denklemi
Kati	$\frac{\bar{e}x_c}{(LHV)_d} = 1.0438 + 0.0158 \frac{H}{C} + 0.0813 \frac{O}{C} + 0.0471 \frac{N}{C} \quad \frac{O}{C} \leq 0.5$
	$\frac{\bar{e}x_c}{(LHV)_d} = \frac{1.0438 + 0.0158 \frac{H}{C} - 0.3343 \frac{O}{C} \left(1 + 0.0609 \frac{H}{C}\right) + 0.0447 \frac{N}{C}}{1 - 0.4043 \frac{O}{C}} \quad \frac{O}{C} > 0.5$
Sıvı	$\frac{\bar{e}x_c}{(LHV)_d} = 1.0374 + 0.0159 \frac{H}{C} + 0.0567 \frac{O}{C} + 0.5985 \frac{S}{C} \left(1 - 0.1737 \frac{H}{C}\right)$
Gaz	$\frac{\bar{e}x_c}{(LHV)_d} = 1.0334 + 0.0183 \frac{H}{C} - 0.0694 \frac{1}{C}$

1.4.3. Ekserji yıkım ve kayıpları (Loss – Destruction)

Gerçek sistemlerde ekserji, enerji gibi korunum yasalarına göre hareket etmemektedir. Bu nedenle bir kontrol hacmi çıkışındaki ekserji, daima girişteki ekserjiden daha küçük olmaktadır. Bu durum iş üreten sistemler için genişletilecek olduğunda;

$$\dot{E}x_g \geq \dot{E}x_c + \dot{W} \quad (1.23)$$

eşitsizliği elde edilir. Denklem (1.23)'deki eşitlik tersinir durumlar için geçerlidir. Gerçek sistemlerde eşitsizliği yaratan etken, ekserjide meydana gelen kayıp ya da yıkımlardır. Bu durumda bir kontrol hacmi için ekserji dengesi;

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_c + \dot{W} + \dot{E}x_{L,D} \quad (1.24)$$

şeklinde yazılabilir. Eşitliğin son terimi duruma göre kayıp (L) ya da yıkım (D) adını almaktadır.

1.4.4. Uçak motorları

Gaz türbinli motorların ortaya çıkışı özellikle ikinci dünya savaşının başladığı tarihlere rastlar. Temel prensibi Newton'un üçüncü kanununa dayanan bu yeni teknoloji, İngiltere'de Frank Whittle, Almanya'da ise Hans Von Ohain tarafından birbirinden bağımsız olarak geliştirilmiştir [30, 31, 32]. Savaşın bitimine doğru Almanya'da üretilen Me-262 ve He-178 isimli jet uçakları, tarihe uçan ilk jet uçakları olarak geçmiştir. 20 yy.'ın önemli olaylarından biri olan jet devrine geçiş bu noktada şekillenmeye başlamıştır.

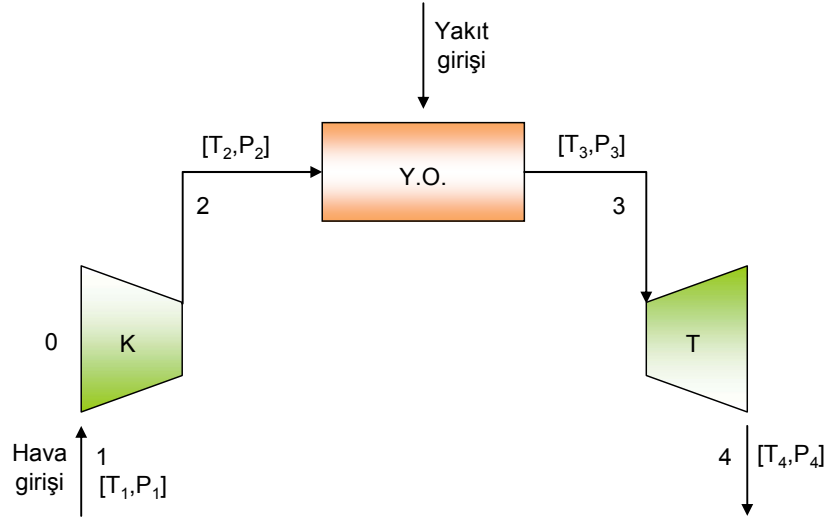
İlk jet uçakları basit turbojet motorlar kullanmaktaydılar. Termodinamik açıdan Brayton prensibine göre çalışan bu motorlar; başlıca hava alığı, kompresör, yanma odası, türbin ve egzoz bölümlerinden oluşmaktaydılar.

1.4.4.1. Brayton çevrimi

Gaz türbinli motorların temel çevrimi olarak bilinen Brayton çevrimi, Şekil 1.9'da görüldüğü üzere kısaca sıkıştırma, sabit basınçta yanma ve genleşme süreçlerinden meydana gelmektedir.

Hava alığı bölümü, motorun havayla ilk karşılaştığı noktadır. Sahip olduğu aerodinamik yapı nedeniyle havanın çarpma etkisini statik basınç artışına dönüştürür. Bu sayede havanın basıncı artarken hızı düşer. Hava daha sonra motorun ikinci elemanı kompresöre girer. Kompresör boyunca hava hızı sabit kalırken, çıkışta sıcaklık ve basınç artar. Kompresör verimi izantropik (adyabatik) verim ile ölçülür. Sıkıştırma işleminin izantropik kabul edilerek kompresör çıkışındaki sıcaklık ve basınç oranı arasında;

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1.25)$$

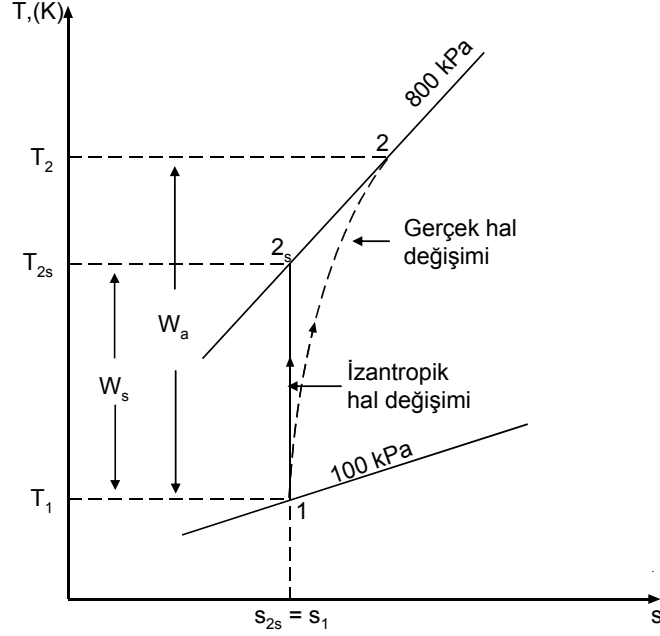


Şekil 1. 9. Brayton Çevrimi

şeklinde bir bağıntı kurulur. Denklem (1.25)'deki k , özgül ısı oranını tanımlamaktadır ve hava için değeri 1.4'tür. Kompresör ve türbin gibi turbomakine elemanlarının ideal ve gerçek durumlarda ürettikleri ve kullandıkları işler arasındaki ilişki izantropik verimle ölçülür. Şekil 1.10'da adyabatik bir kompresörün kullandığı iş izantropik ve gerçek durumlar dikkate alınarak gösterilmiştir. Burada kompresörün kullandığı gerçek işin izantropik işten daha büyük olduğu görülmektedir. Bu durumda kompresör çıkış sıcaklığı gerçek durumlar için ideal durumlara göre daha yüksek çıkmaktadır. Denklem (1.25)'den elde edilen T_{2s} (ideal şartlardaki kompresör çıkış sıcaklığı) ile gerçek T_2 değerleri kullanılarak kompresörün izantropik verimi,

$$\eta_c = \frac{T_2 - T_1}{T_{2s} - T_1} \quad (1.26)$$

ifadesiyle hesaplanır. Bu yöntem aynı zamanda izantropik verimi ve basınç oranı bilinen bir kompresörün gerçek çıkış sıcaklığının bulunmasında da kullanılabilir.



Şekil 1. 10. Adyabatik kompresörlerde gerçek ve izantropik hal değişimlerinin T-s diyagramları [33]

Basıncı ve sıcaklığı artan hava daha sonra yanma odasına girer. Burada uygun miktarda yakıtla karıştırılarak yanma meydana getirilir. Yanma odalarından, yüksek yanma verimi, kararlı çalışma, düşük basınç kaybı ve düşük emisyon üretimi gibi özelliklerinin yüksek olması istenir [34].

Yanma odasından yüksek sıcaklık ve basınçta çıkan yanmış gazlar daha sonra türbin kademelerine yönlendirilir. Yakıtın kimyasal enerjisinin mekanik enerjiye dönüştürüldüğü bölüm türbindir. Yanmış gazlar türbin kanatçıkları arasından geçerken kaybettikleri sıcaklık ve basınç, shaft gücü elde edilmesini sağlar. Elde edilen mekanik gücün büyük bir kısmı kompresörü çalıştırmak için kullanılırken, geri kalan kısmı ise pompa, jeneratör gibi aksamaların hareketi için kullanılır.

Türbin verimi de, kompresör ve diğer turbomakine türüne ait sistemler gibi izantropik verimle ölçülür. T_3 , T_{4s} ve T_4 , sırasıyla türbin giriş sıcaklığı, izantropik türbin çıkış sıcaklığı ve gerçek türbin çıkış sıcaklığı olmak üzere;

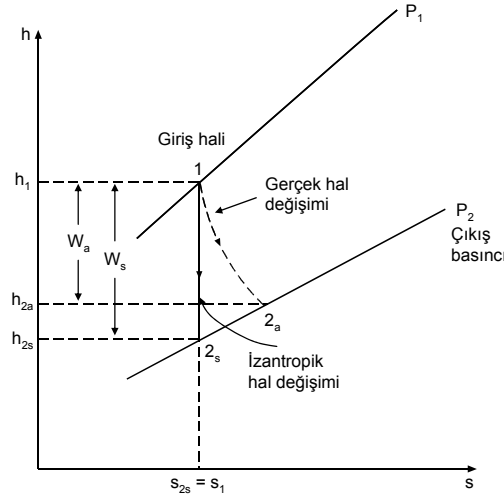
$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1.27)$$

denklemleri ile izantropik çıkış sıcaklığı hesaplanabilmektedir. Elde edilen bu değere göre, gerçek çıkış sıcaklığı biliniyorsa izantropik verim, izantropik verim biliniyorsa da gerçek çıkış sıcaklığı,

$$\eta_t = \frac{T_3 - T_{4s}}{T_3 - T_4} \quad (1.28)$$

ifadesiyle bulunabilir. Şekil 1.11’de türbinde meydana gelen gerçek ve ideal işin büyüklükleri görülmektedir.

Türbinden çıkan gazlar daha sonra egzoz bölümünü girmekte ve buradan yüksek hızlarda atmosfere atılmaktadır. Turbojet motorlarda itki göreceli olarak düşük debide ve yüksek hızda gaz akışından, turbofan motorlarda ise yüksek debili ve izafi olarak düşük hızlı gaz akışından elde edilir.



Şekil 1. 11. Adyabatik bir türbinde gerçek ve ideal değişimlerinin entalpi-entropi (h-s) diyagramı [33]

1.4.4.2. Turbofan motorlar

1940'lı yıllarla birlikte jet motorlarının ortaya çıkmaya başlaması, uçak endüstrisinde sürekli olarak daha fazla yükü, daha hızlı ve daha uzağa taşıma odaklı araştırma geliştirme, tasarım ve üretim süreçlerinin yaşanmasına yol açmıştır. 1959'da Boeing 707 ve 1960'da da DC-8 üzerinde kullanılmaya başlayan ilk turbofan motor Conway'ın (Rolls-Royce) geliştirilmesiyle birlikte, maliyet ve ağırlıktaki artışa karşın, uçak motorlarının yakıt sarfiyatları, gürültü ve zararlı emisyonları ciddi anlamda düşmüş, motor itkisinde büyük artışlar sağlanmıştır. Buna örnek olarak günümüzün en gelişmiş yolcu uçaklarından Boeing 777'de kullanılan ve 550 kN (120 000 lbt) itki sağlayabilen GE 90 turbofan motorundan söz edilebilir [35].

Motorlarda kullanılmaya başlanan fan sayesinde itki değerlerinde elde edilen bu kazanç, hem uçak kullanım maliyetlerini düşürmüştü hem de havacılığın çevreye verdiği zararlı etkileri azaltmıştır. Geçen elli yıla yakın süre zarfında, *bypass* oranları (fandan geçen hava akışının motorun içinden geçen hava akışına oranı), 0.3 seviyesinden, 2008 yılından itibaren Rolls-Royce Trent 1000 ile 10-11'lere ulaşmış olacaktır [36].

Bir turbofan motorundan elde edilen itkinin % 75-80'i fandan sağlanır. Geri kalan % 20-25'lik kısım ise yanma işleminden geçen havanın egzozdan dışarı atılmasıyla elde edilir.

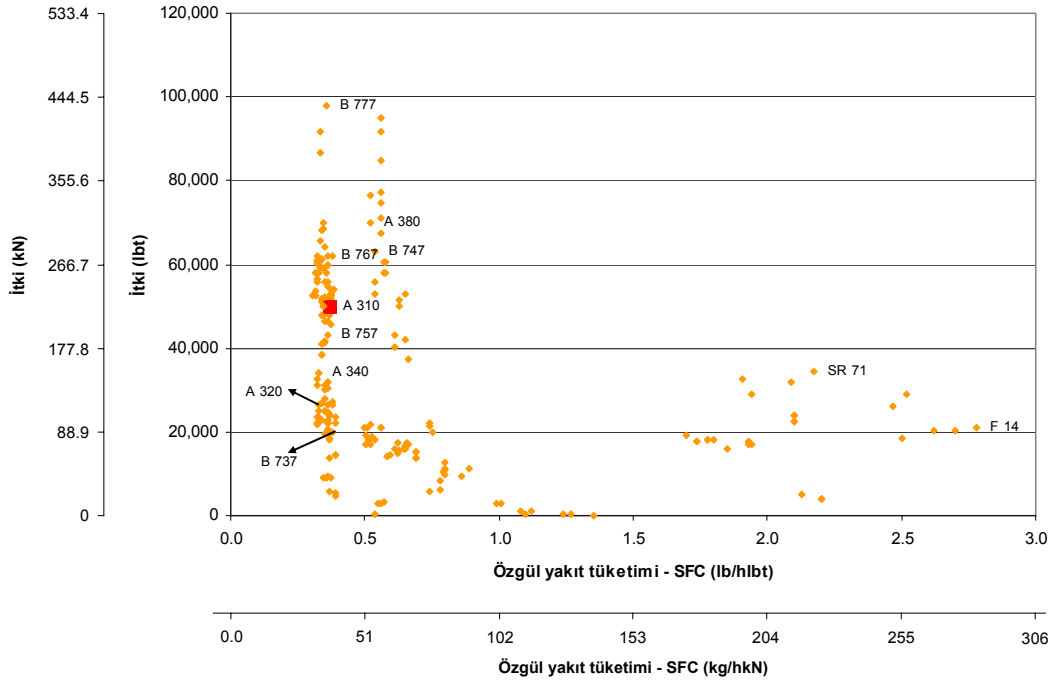
1.4.4.3. CF6-80 turbofan motor modelinin tanıtımı

Bu tezde CF6-80 turbofan motorunun ekserjoekonomik analizi yapılmıştır. CF6 serisi motorlar yüksek *bypass* oranlı motor sınıfına dahil olup 214-334 kN aralığında itki üretme kapasitesine sahiptirler. Üretimlerine 1971 yılında başlanan CF6 motorlarının başlıca üç alt versiyonu bulunur. Bunlar 80A, 80C2 ve 80E1 şeklinde sıralanabilir. 80A tipi de kendi arasında A1, A2 ve A3 şeklinde farklı versiyonlara sahiptir. Aralarında Boeing 747, 767 ile Airbus A300, A310, A330 ile MD-11 ve DC-10'un da bulunduğu bir çok farklı geniş gövdeli uçakta kullanılmış ve günümüzde halen kullanılmaktadır. 220-244 cm arasında değişen

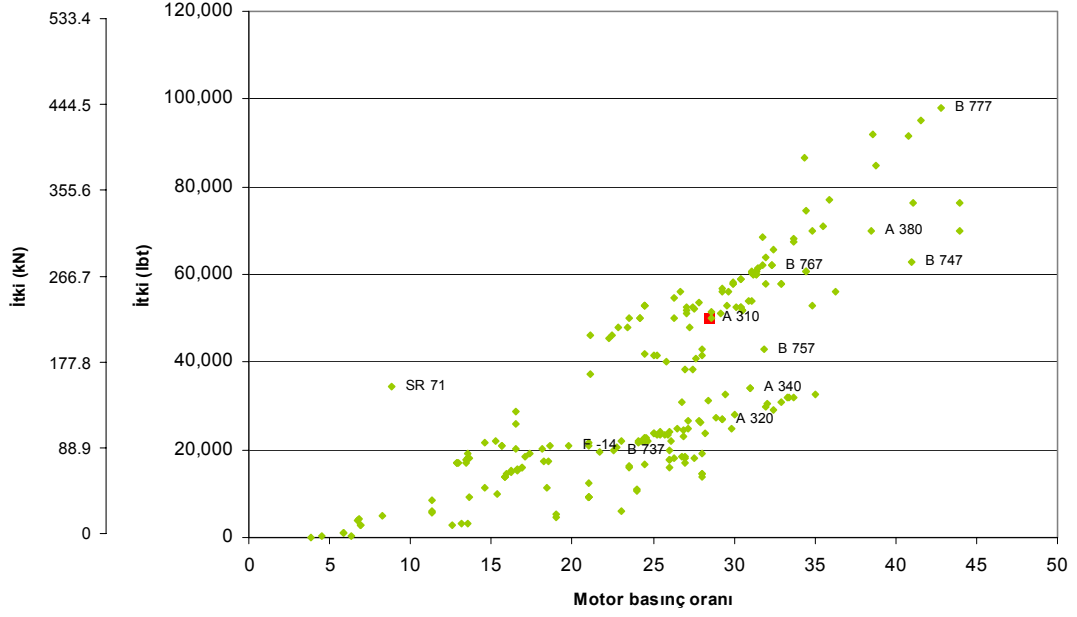
fan çapı, 650-873 kg/s hava debisi, 4.66-5.3 by-pass oranı ve 28-32.6 motor basınç oranı ile çoğunlukla uçaklarda olmak üzere ayrıca gemi ve enerji santrallerinde de kullanılmaktadır. CF6'nın enerji santrallerindeki versiyonu LM6000, birçok ülkede çok sayıda kojenerasyon tesisinde elektrik üretmektedir [37]. CF6 turbofan motorunun itki, özgül yakıt sarfiyatı ve toplam motor basınç oranı gibi parametrelere göre belli başlı diğer turbofan ve turbojet motorları arasındaki yeri Şekil 1.12 ve 1.13'te görülmektedir.

CF6 motorunun bölümleri aşağıda verilmiştir:

- ☑ 1 kademe fan
- ☑ 3 kademe düşük basınç (LP – Low Pressure) kompresörü
- ☑ 14 kademe yüksek basınç (HP – High Pressure) kompresörü
- ☑ Halka tip yanma odası
- ☑ 2 kademe HP türbin
- ☑ 4 kademe LP türbin



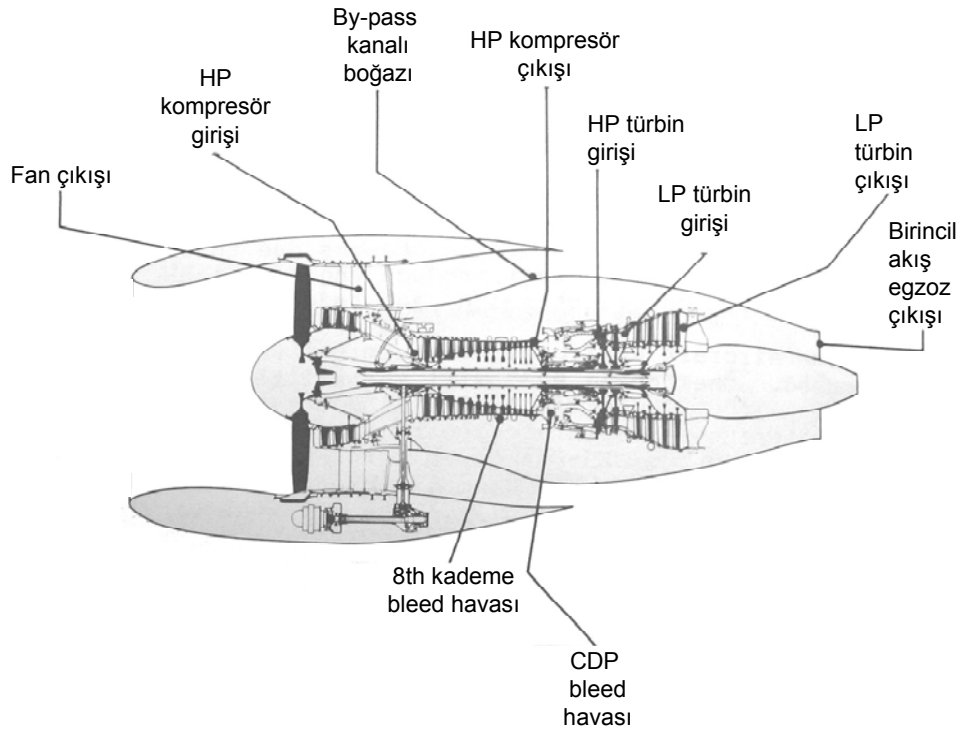
Şekil 1.12. Çeşitli motorlara ait itki özgül yakıt tüketimi değerleri



Şekil 1.13. Çeşitli motorlara ait itki toplam motor basınç oranı değerleri

İçerisinde fiziksel olarak birbirinden ayrı dönen iki shaft bulunan CF6 motorunda N1 adı verilen birinci shaft LP türbin ile fan ve LP kompresör arasındaki bağlantıyı, N2 adı verilen ikinci shaft ise HP türbin ile HP kompresör arasındaki bağlantıyı sağlar. Şekil 1.14’te motorun başlıca bölümleri ve yüksek basınç kompresöründen “bleed” havasının alındığı noktalar görülmektedir.

Yüksek basınç kompresöründe 8. kademe ve kompresör çıkışında olmak üzere iki noktada akış içerisinden bir miktar hava çeşitli görevlerde kullanılmak üzere alınmaktadır. Bu durum itkiyi olumsuz olarak etkilese de, yatak bölgelerinde sızdırmazlık, yanma odası duvarları ve türbin ilk kademesinin soğutulması gibi durumlar için uygun basınç ve sıcaklıkta havaya gereksinim vardır. Bu durum, kompresör ve türbindeki kütle debilerinin türbinin aleyhine eşit olmaması nedeniyle daha az itki ile sonuçlanmaktadır. Akıştan alınan havanın kompresör çıkışındaki ekserjiye etkisi hesaplanabilmektedir. Ancak soğutma amaçlı olarak türbinde kullanılan havanın neden olduğu türbin giriş ve çıkışındaki kütle debisi farklılığının ekserji üzerine etkisi doğru bir şekilde hesaplanması elde edilen verilerle mümkün değildir. Değişen debinin etkisini görmek için soğutma amaçlı kullanılan havanın ne kadarının türbinden geçen akışa karıştığı, ne



Şekil 1. 14. CF6 Bölümleri [38]

kadarının karışmadığı (türbin pal uçlarından kaybedilmesi) ve karışan kısmın sıcaklık ve basıncı bilgileri gerekmektedir. Bu sebeple türbin giriş ve çıkış kütle debileri birbirine eşit kabul edilmiştir.

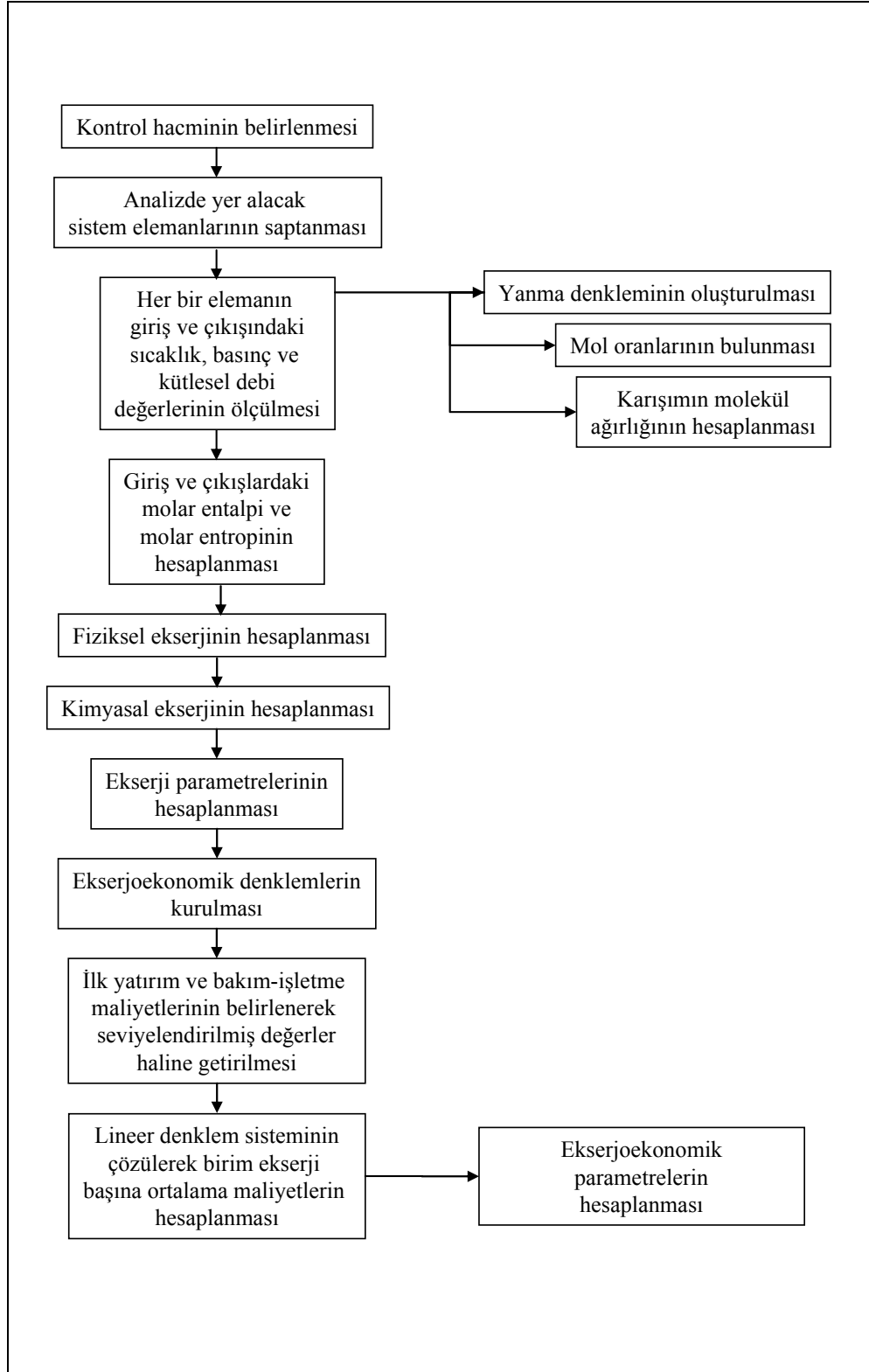
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Sistem Bileşenleri Ekserji Denklemleri

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 karşılaşılmasının önlenmesi için dikkat edilmesi gerekli bazı kavramlar bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, herhangi bir ünitenin tersinmezliğinin tamamının düzeltilebilir ya da iyileştirilebilir olamayacağını bilmesidir. Gerçek şartlarda 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 şartlar 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. Sonuncusu 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 ilişkide bulunacağı diğer ünitelerle arasındaki etkileşimin de göz önüne alınması gerekmektedir [39].

Bunun için klasik termodinamik analizlerde yer almayan başka kısıtlar ve bilgiler gerekmektedir. Amacı sistemin maliyet haritasını çıkarmak, süreçteki tersinmezliklerden kaynaklanan maliyetleri belirlemek olan ekserjoekonomik yöntemler, ekserji kavramına maliyetleri de ekleyerek ekonomik ve termodinamik analizlerin birleştirilmesini sağlar [39]. Ekserjoekonomik hesaplama adımları Şekil 2.1’de gösterilmektedir.



Şekil 2. 1. Ekserjoekonomik hesaplama adımları

Bu analizde kullanılan sistem elemanları sırasıyla;

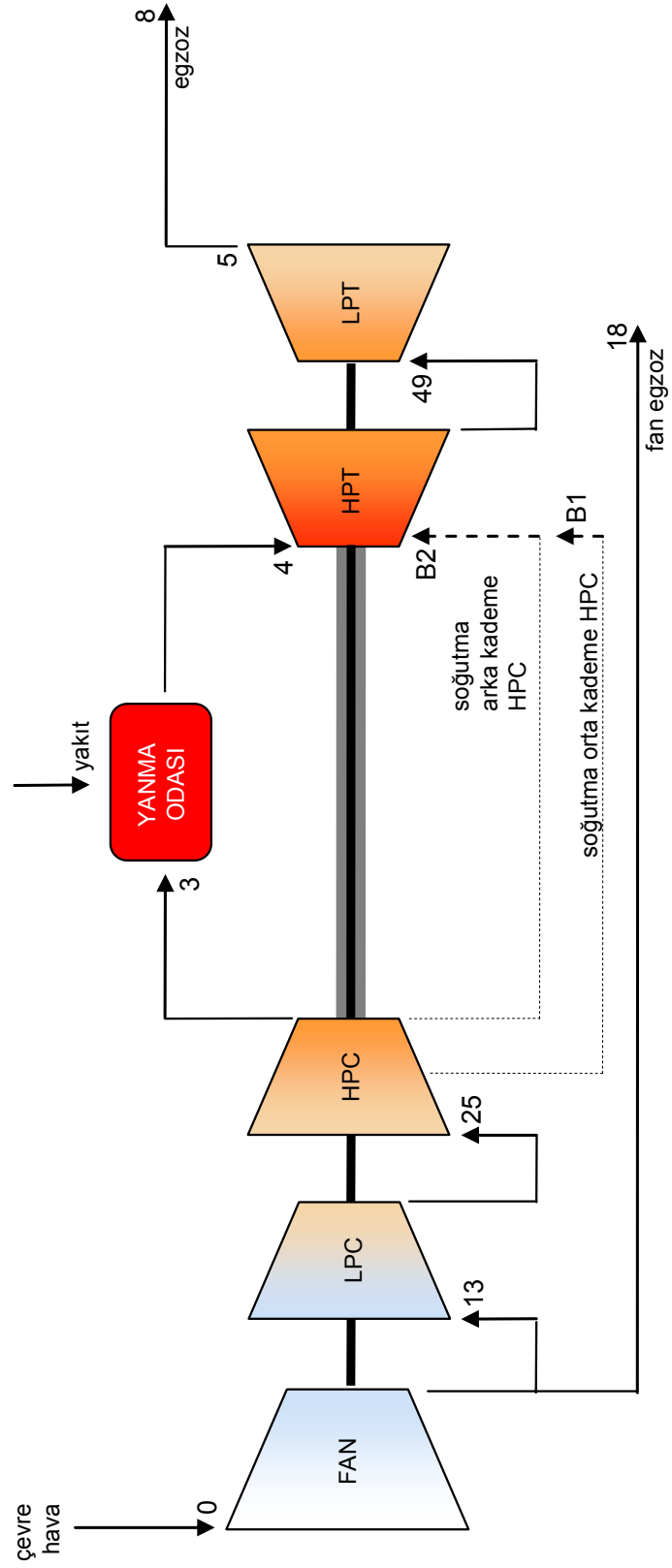
- Fan
- LP kompresör
- HP kompresör
- Yanma odası
- HP türbin
- LP türbin
- Egzoz

şeklinde yazılabilir. Bu elemanlar da kendi aralarında sıcak ve soğuk bölgeler olmak üzere iki kısma ayrılabilirler. Soğuk bölge fan ve kompresörleri içerirken, sıcak bölge, geri kalan yanma odası, türbinler ve egzoz bölümlerini kapsamaktadır. Sıcak ve soğuk bölgeler, akışkanın mol oranlarının değişmesi anlamında önem taşımaktadır. Bu bölgeler Şekil 2.2.'de gösterilmektedir. Ayrıca Şekil 2.2'de görülen numaralar, uçak motorlarında standart olarak kullanılan istasyon numaralarını ifade etmektedir.

Ekserji analizi, sistem elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki ekserji değerlerini kullanır. Bunun için her bir elemana ait yakıt (F) ve ürün (P) şeklinde ifade edilen bu giriş ve çıkış ekserji değerlerine ihtiyaç vardır. Burada adı geçen yakıt, sadece giriş ekserjisini belirtmek için kullanılan genel bir ifadedir. Bu yüzden kerosen yakıtı ile karıştırılmamalıdır.

Aşağıda bu analizde kullanılan kabuller listelenmiştir:

- Motor içindeki akışın ideal gaz olduğu kabul edilmiştir.
- Motor girişindeki sıcaklık ve basınç 306.5 K ve 0.363 bar'dır.
- Motor içindeki akışkan, yanma odasına kadar hava, yanma odasından sonra egzoz gazı olarak kabul edilmiştir.
- Egzoz ve fan lülelerindeki kinetik ekserjiler haricinde motor içindeki akışa ait kinetik ve potansiyel ekserjiler ihmal edilmiştir.
- Sistem elemanları adyabatiktir.
- Egzoz ve fan lülelerinin \dot{Z} değerleri ihmal edilmiştir.



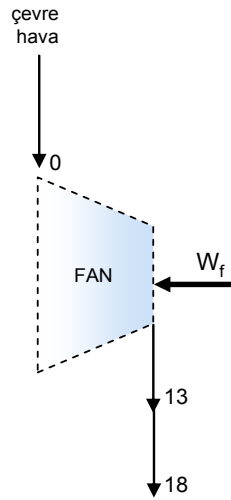
Şekil 2. 2. CF6 motorunun şematik resmi

- ☑ Motorun toplam satın alınmış donanım maliyeti (PEC) değeri 10 M\$'dır.
- ☑ Yakıt fiyatı 1.8719 \$/kg olarak Kabul edilmiştir.
- ☑ Yıllık yakıt fiyatı artışı %6'dır.
- ☑ Uçağın günlük ve yıllık uçuş süreleri sırasıyla 14 saat ve 5110 saattir.
- ☑ Motor ömrü 15 yıldır.
- ☑ Yıllık faiz %10 olarak alınmıştır.

2.1.1. Fan

Çevreden alınan havanın basıncı, kompresörde sıkıştırılmadan önce fanda 1.7 oranında artırılır. Hava debisi 284.162 m/s'dir. Hava debisinin deniz seviyesindeki değeri ise 678.574 kg/s'dir. LP türbininden alınan shaft gücünün bir kısmı fanın döndürülmesi amacıyla kullanılır. Fan ünitesi kontrol hacmi Şekil 2.3'te görülmektedir. Fanın aldığı shaft gücü,

$$\dot{W}_f = \frac{\dot{m}(\bar{h}_{13} + \bar{h}_{18} - \bar{h}_0)}{M_A} \quad (2.1)$$



$$\dot{E}x_F = \dot{W}_{FAN}$$

$$\dot{E}x_P = \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_0$$

Şekil 2. 3. Fan

bağıntısıyla hesaplanır. Denklem (2.1)'de, \dot{m} ve M_A sırasıyla kütle debisini ve gazın mol kütlelerini tanımlar. Ekserji verimi ve ekserji yıkımı,

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_F} \quad (2.2)$$

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P \quad (2.3)$$

denklemleriyle bulunur. Bu durumda verim ifadesi, ekserji kaybı cinsinden,

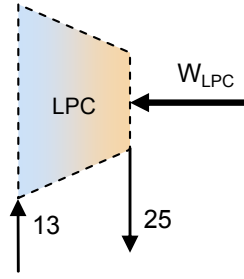
$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_F} \quad (2.4)$$

şeklinde de yazılabilir.

2.1.2. Düşük basınç kompresörü (LPC)

Daha büyük uçakların ortaya çıkmasıyla daha güçlü motorların geliştirilmesi kaçınılmaz bir hale gelmiştir. Motor gücünün artırmanın en önemli yollarından bir tanesi sıkıştırma oranını artırmaktır. Bunun için de daha fazla sayıda kademe kullanılmalı ya da kompresörün dönüş hızı artırılmalıdır. Bununla birlikte, kompresörlerde arka kademelere gidildikçe paleler arası hacim azalır. Belli kademe sayıları ve dönüş hızları limiti geçildiğinde kompresördeki akış öyle bir hale gelir ki artık kompresörün arka kademelerindeki yüksek basınçtaki hava ilerleyemez ve sıkışma meydana gelir. Bu durumda kompresörde stall ya da dalgalanma adı verilen tehlikeli durumlar söz konusu olur. Bu problemi ortadan kaldırmak için kompresörler iki ayrı RPM seviyesinde dönmek üzere tasarlanabilirler.

Şekil 2.4'te şematik resmi görünen model motora ait düşük basınç kompresörünün sıkıştırma oranı 1.39'dur. Sistemin tek girişi ve tek çıkışı olan iki elemanından biridir. Hareketini N1 şaftı vasıtasıyla düşük basınç türbininden alır. LPC üzerinde yapılan iş;



$$\dot{E}x_F = \dot{W}_{LPC}$$

$$\dot{E}x_P = \dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{13}$$

Şekil 2. 4. Düşük basınç kompresörü

$$\dot{W}_{LPC} = \frac{\dot{m}_{LPC} (\bar{h}_{25} - \bar{h}_{13})}{M_A} \quad (2.5)$$

ile hesaplanır. Ekserji ile ilgili diğer parametreler;

$$\varepsilon_{LPC} = \frac{\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{13}}{\dot{W}_{LPC}} \quad (2.6)$$

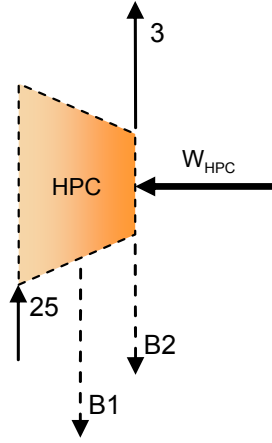
ve,

$$\dot{E}x_{D,LPC} = \dot{W}_{LPC} + \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{25} \quad (2.7)$$

şeklinde yazılır.

2.1.3. Yüksek basınç kompresörü (HPC)

Yüksek basınç kompresörü, birim hacim başına yüksek bir kütle akışı sağlamak için kullanılır. Sıkıştırma oranı yer ve hava için 13.3 ile 13.9'dur. Şekil 2.5'de yüksek basınç kompresörü kontrol hacmi gösterilmektedir. Kompresör



$$\dot{E}x_F = \dot{W}_{HPC}$$

$$\dot{E}x_P = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{B1} + \dot{E}x_{B2} - \dot{E}x_{25}$$

Şekil 2. 5. Yüksek basınç kompresörü

girişinde fandan gelen hava akışının bir kısmı (13), çıkışında ise birbirinden ayrı üç akış söz konusudur. Bunlardan ilki kompresörün ara kademelerinden (B1) ikincisi ise kompresör çıkışından alınan (B2) ve türbin soğutması amacıyla türbinin ilk kademelerine gönderilen hava akışıdır. Son çıkış ise (3) yanma odasına giden hava akışıdır.

Kompresörden alınıp motor sistemlerinde kullanılan hava, yanma işlemine girmediği için motor itkisini ve ısı verimi düşürür. Bu sistemde kompresördeki havanın yaklaşık % 5.3'ü soğutma ve diğer görevler amacıyla kullanılmaktadır. Bu da itkide aynı oranda bir düşüşe neden olmaktadır. Bununla birlikte gaz türbinli motorların kullanıldığı kojenerasyon tesislerinde, GE'nin 7F modelinde kompresör havasının yaklaşık % 17'sine varan oranlarda soğutma yapılabilmektedir [40]. Bu da soğutmanın itki üzerinde negatif anlamda oldukça önemli bir etkisinin bulunduğu bir göstergesidir.

Yüksek basınç kompresörü hareketini N2 şaftı vasıtasıyla yüksek basınç türbininden alır. Bununla birlikte türbindeki entalpi azalması, kompresördeki entalpi artışına eşit değildir. Bunun nedenlerinden bir tanesi sürtünme ve rotor palelerinin uçlarından kaçan hava akışı gibi kayıplar iken bir diğer neden de motor

üzerindeki diğer aksesuarların da hareketlerini bu şafttan alıyor olmasıdır. Ancak bu tezde kompresör işine göre daha küçük bir payı olan aksesuarların çalıştırılması için gerekli iş ihmal edilerek türbinden elde edilen tüm işin kompresöre hareket sağlamak amacıyla kullanıldığı kabul edilmiştir. Yüksek basınç kompresörünün ekserji verimi ve ekserji yıkımı;

$$\varepsilon_{HPC} = \frac{\dot{E}x_3 + \dot{E}x_{B1} + \dot{E}x_{B2} - \dot{E}x_{25}}{\dot{W}_{HPC}} \quad (2.8)$$

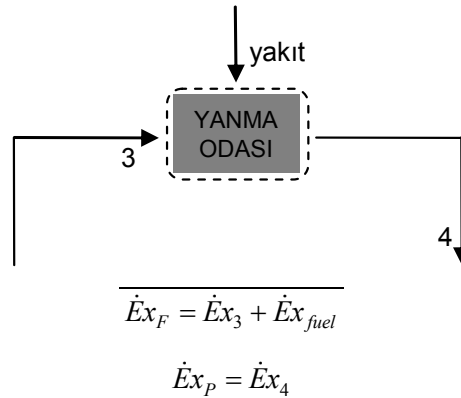
$$\dot{E}x_{D,HPC} = \dot{E}x_{25} + \dot{W}_{HPC} - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_{B1} - \dot{E}x_{B2} \quad (2.9)$$

denklemleriyle bulunur.

2.1.4. Yanma odası

Şekil 2.6’da yanma odası ünitesindeki giren ve çıkan akışlar görülmektedir. 3 numaralı akış, kompresörde sıkıştırılarak basıncı artırılan havayı, 4 numaralı akış yanma sonucu egzoz gazlarını gösterirken, son olarak yakıt akışı da yanma odasında kullanılan kerosen yakıtını belirtmektedir.

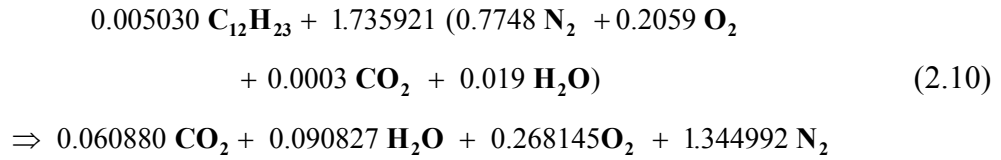
Yüksek bir basınç değerinde sıkıştırılmış hava yanma odasında yakıtla karıştırılarak yanma meydana getirilir. Kararlı bir yanmanın sağlanabilmesi için yakıt hava karışımının uygun miktarda olması gerekmektedir. Kerosenin



Şekil 2. 6. Yanma odası

alevlenme limiti % 0.6-0.7 ile % 4.7-4.8 arasında [41, 42] olduğundan bu limitlerin dışındaki hava yakıt oranları, yanma odasında alevin sönmesine ve motorun durmasına yol açacaktır. Bu analizde yerde ve havada olmak üzere kullanılan yakıtın debisi 2.2 ve 0.84 kg/s'dir. Bu da sırasıyla % 1.94 ve % 1.69 şeklinde bir yakıt hava oranına karşılık gelmektedir. Bu değerler kerosen için verilen alt ve üst alevlenme limiti içinde kalmaktadır.

Yanma odasına verilen yakıtının tamamının yanması ve yanma sonu sıcaklığının düşürülmesi gibi nedenlerden dolayı yanma odasındaki hava yakıt oranı, stokiyometrik orandan daima daha fazla olur. Bu nedenle yanma sonu gazlar içerisinde önemli miktarda oksijen bulunmaktadır. Uçuş irtifası için yanma denklemi;



şeklinde hesaplanmıştır. Giriş havası mol oranları Bejan (1996)'dan alınmıştır [22]. Atmosfer bileşenleri, stratosferin üst tabakalarına kadar aynı kabul edilebildiğinden, havadaki atmosfer bileşenleri de yerdeki ile aynı değerlerde kullanılmıştır.

Yanma odası çıkışından itibaren egzoz akışı içerisinde; karbondioksit, oksijen, su buharı ve azot olmak üzere dört madde bulunduğu göz önüne alınmıştır. Bununla birlikte yanma sonrasında bu dört maddenin haricinde bazı emisyonlar da ortaya çıkmaktadır. Uçaklarda kullanılan gaz türbinli motorların ürettiği emisyon sonuçları, belli başlı motor tipleri için liste halinde bulunmaktadır [43]. Bununla birlikte CF6 motoru için yanmamış hidrokarbon (UHC), karbonmonoksit (CO) ve NO_x emisyonları Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Örneğin kalkış fazında çalışan bir motor için karbondioksit, oksijen, su buharı ve azot emisyonları, yanma denklemi sonucuna göre sırasıyla 7.01 kg/s, 18.63 kg/s, 4.08 kg/s ve 85.98 kg/s şeklinde hesaplanabilmektedir. Kalkış anındaki yakıt kütle akışının 2.2 kg/s olduğu göz önüne alındığında, Çizelge 2.1'e göre ortalama UHC, CO ve NO_x emisyonları sırasıyla 0.17 g/s, 0.52 g/s ve 29.38

g/s olarak bulunur. Bu emisyon değerlerinin rölantideki karşılıkları ise 5.39 g/s, 31.00 g/s ve 4.04 g/s şeklinde olmaktadır. Sonuç olarak yukarıda adı geçen üç maddenin emisyonları, egzoz gazlarını oluşturan dört ana maddenin yanında oldukça küçük kalmaktadır. Bu nedenle ekserji analizinde egzoz gazlarının sadece karbondioksit, oksijen, su buharı ve azottan oluştuğu kabul edilmiştir.

Yanma odası için ekserji parametreleri;

$$\varepsilon_{CC} = \frac{\dot{E}x_4}{\dot{E}x_3 + \dot{E}x_{yakıt}} \quad (2.11)$$

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{yakıt} - \dot{E}x_4 \quad (2.12)$$

olarak yazılır.

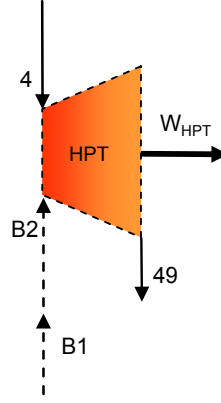
2.1.5. Yüksek basınç türbini (HPT)

Yüksek basınç türbini, N2 şaftı vasıtasıyla yüksek basınç kompresörünü döndürür. CF6-80 motorunda verilerin ölçüldüğü anda, yer ve havada olmak üzere N2 şaftının dönüş hızları 10550 ve 9768 RPM'dir.

Yanma odası sonrasında gazın sıcaklığının çok yüksek olması nedeniyle, türbin kanatçıklarının sıcaklığa dayanıklılığının artırılması için soğutma yapılır. Bu işlem için kompresörün ara ve arka (B1 ve B2) kademelerinden alınan nispeten soğuk ve basınçlı hava, türbinin ilk kademelerine gönderilir.

Çizelge 2. 1. CF6 motor emisyon oranları (g/kg) [43]

	Kalkış (T/O)	Tırmanış (C/O)	Yaklaşma (App)	Rölanti (idle)
UHC	0.05 - 0.30	0.05 - 0.37	0.12 - 0.47	1.59 - 9.19
CO	0.05 - 1.00	0.04 - 1.10	2.05 - 3.10	19.76 - 42.24
NOx	26.55 - 32.22	20.45 - 26.6	9.76 - 12.43	3.40 - 4.68



$$\dot{E}x_F = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{B1} + \dot{E}x_{B2} - \dot{E}x_{49}$$

$$\dot{E}x_P = \dot{W}_{HPT}$$

Şekil 2. 7. Yüksek basınç türbini

Şekil 2.7’de HP türbin görülmektedir. (4) numaralı akış HP türbin girişini, (49) numaralı akış HP türbin çıkışını ve aynı zamanda LP türbini girişini göstermektedir. Ekserji parametreleri;

$$\varepsilon_{HPT} = \frac{\dot{W}_{HPT}}{\dot{E}x_4 + \dot{E}x_{B1} + \dot{E}x_{B2}} \quad (2.13)$$

$$\dot{E}x_{D,HPT} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{B1} + \dot{E}x_{B2} - \dot{E}x_{49} - \dot{W}_{HPT} \quad (2.14)$$

olarak elde edilir.

2.1.6. Alçak basınç türbini (LPT)

Alçak basınç türbini ise N1 şaftıyla alçak basınç kompresörünü ve fanı döndürür. CF6-80 motorunda verilerin ölçüldüğü anda, yer ve havada olmak üzere N1 şaftı dönüş hızları 3678 ve 3525 RPM’dir. Şekil 2.8’de alçak basınç türbini kontrol hacmine giren ve çıkan kütle ve enerji akışları görülmektedir. LPT’deki genişleme oranı 4.12’dir.

LPT için ekserji parametreleri;

$$\varepsilon_{HPT} = \frac{\dot{W}_{LPT}}{\dot{E}x_{49} - \dot{E}x_5} \quad (2.15)$$

$$\dot{E}x_{D,LPT} = \dot{E}x_{49} - \dot{E}x_5 - \dot{W}_{LPT} \quad (2.16)$$

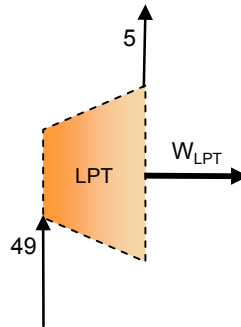
bağıntılarıyla gösterilmektedir.

2.1.7. Egzoz

Türbinden çıkan ve enerjisinin yaklaşık 3/4'ünü kaybeden sıcak gazlar, egzozdan yüksek hızlarda dışarı atılarak itki elde edilir. Bir uçak gaz türbin motorunun itkisi N olarak;

$$F = \dot{m}(V_c - V_g) \quad (2.17)$$

bağıntısıyla ifade edilir. Denklem (2.17) momentum farkı olarak da



$$\dot{E}x_F = \dot{E}x_{49} - \dot{E}x_5$$

$$\dot{E}x_P = \dot{W}_{LPT}$$

Şekil 2. 8. Alçak basınç türbini

tanımlanmaktadır. Bu durumda itkinin, kütleli debi ile motor giriş ve çıkışındaki hız farkının bir fonksiyonu olduğu söylenebilir. Kütleli debi ve giriş hızının sabit olduğu varsayıldığında, itkinin çıkış hızıyla doğru orantılı bir şekilde değiştiği görülmektedir. Egzoz ünitelerinin görevi, uçağın kullandığı hızlara göre yakınsak (convergent), ıraksak (divergent) ya da her ikisinin birlikte kullandığı bir yapı sayesinde egzoz gazlarının motordan mümkün olan en yüksek hızlarda çıkışını sağlamaktır.

Ekserji analizlerinde kayıpların iç ve dış olmak üzere iki sınıfta olduğu belirtilmişti. Genellikle enerji sistemlerinin baca ya da akışın bir daha kullanılmasının mümkün olmayacağı bir şekilde dışarıya atıldığı noktalardaki ekserji akışı, dış kayıp olarak (*loss*) değerlendirilmektedir. Bu kayıplar her ne kadar alınabilecek ilave önlemlerle geri kazanılabilseler de genellikle kaçınılmaz kayıplar olarak görülürler. Ancak uçak motorlarında bu durum diğer enerji sistemlerinde olduğundan daha farklıdır. Egzoz ünitesinden atmosfere atılan akışı kayıp olarak nitelendirmek yanlıştır çünkü motorun en birinci ürünü olan itki bu yolla elde edilebilmektedir.

Egzoz ünitelerinin verimini etkileyen faktörlerin en başında sürtünme gelir. Ses altı hızlarda uçan bir uçak için, egzoz akışının motor egzozundan mümkün olduğunca yüksek (ses hızının üzerinde) hızlarda atılması için egzoz konisinin daralan bir yapıda tasarlanması gerekmektedir. Ancak bu yapının, koni çeperlerinin akışta yaratacağı sürtünme etkisini minimum tutacak kadar kısa, akışta tıkanmaya yol açmayacak kadar da uzun olması gerekmektedir. Bu durumda egzoz ünitesinin verimi, çıkış hızının sağladığı kinetik ekserjinin, egzoz çıkışındaki ekserjiye oranı şeklinde ifade edilebilir:

$$\varepsilon_{egz} = \frac{\dot{m} \left(V_e^2 / 2 \right)}{\dot{E}x_3} \quad (2.18)$$

Temel itki bağıntısının birimi Newton'dur yani Denklem (2.17) itkinin kuvvet olarak gösterimidir. Bu durumda itkinin ekserji ile değerlendirilmesinin mümkün olabilmesi için her iki değer de aynı birimde olması sağlanmalıdır. Bunun için itkinin güç birimi ile ifadesi olan \dot{T} için,

$$\dot{T} = U \times F \quad (2.19)$$

denklemleri kullanılır. Uçağın uçuş hızını tanımlayan U terimi aynı zamanda V_g 'ye de eşittir.

2.2. Ekserji Analiz Parametreleri

Ekserji analizinin yaygınlaşmasıyla bu analiz sonuçlarının yorumlanmasında çok faydalı olacak bazı termodinamik parametreler geliştirilmiştir. Bunlar arasında hiç şüphesiz en önemli iki tanesi ekserji verimi ve bunla ilişkili olan ekserji yıkımıdır. Denklem (2.2) ve (2.4) ile hesaplanabilen ekserji verimi, bir sistemin mümkün olan en yüksek iş kapasitesine ne kadar yaklaştığının bir ölçüsüdür. \dot{F} ve \dot{P} ile gösterilen yakıt ve ürün ekserjisi parametreleri, sistem içindeki bir eleman için belli bir ürünün elde edilmesi amacıyla yapılan harcamalar ile yapılan harcamalar sonucunda elde edilen sonucu tanımlamaktadırlar.

Aynı sistem elemanı içinde yakıt ve ürün arasındaki fark ise kaybolan ekserjiyi göstermektedir. Bununla birlikte kaybedilen ekserjinin tamamının yeniden kazanımı çoğunlukla mümkün olmamaktadır. Bu yüzden kayıp ekserji 'kaçınılabılır' ve 'kaçınılamaz' olmak üzere iki grup altında incelenebilir. Böyle bir gruplandırma yapılabildiği taktirde; örneğin yanma işleminin olduğu bir sistemde, sistem içinde tersinmezliğin en fazla olduğu ünite olan yanma odasında meydana gelen ekserji kaybının büyük bir kısmının kaçınılamaz ekserji kaybı olduğu bilindiği için, yapılacak araştırmalar diğer üniteler üzerinde yoğunlaştırılarak zaman ve maliyetten kazanç sağlanmış olur.

Aşağıda diğer termodinamik parametreler verilmiştir. Bu bölümde ayrıca adı geçen yakıt ekserjisi, ünitelerin girişinde hesaplanan ekserjidir. Sistemde kullanılan yakıtla karıştırılmamalıdır.

2.2.1. Tersinmezlik oranı

Her bir sistem elemanında meydana gelen tersinmezliğin ya da diğer bir deyişle ekserji yıkımının toplam ekserji yıkımına bölümüne tersinmezlik oranı denir. Tersinmezlik oranı X ile gösterilir ve,

$$X_k = \frac{\dot{E}x_{d,k}}{\dot{E}x_{d,top}} \quad (2.20)$$

denklemleri ifade edilir. Denklem (2.20)'de kullanılan $\dot{E}x_{D,k}$ ve $\dot{E}x_{D,top}$ terimleri k'nıncı elemanın ekserji yıkımı ile sistemin toplam ekserji yıkımını tanımlamaktadır. Tersinmezlik oranı, ekserji kayıplarının hangi elemanlarda hangi derecede olduğunu göstermesi açısından faydalıdır.

2.2.2. Yakıt tüketim oranı

Sistem elemanlarında meydana gelen ekserji yıkımlarının toplam yakıt cinsinden ifadesidir ve ekserji yıkımının toplam yakıt ekserjisine bölümü olarak,

$$\delta_k = \frac{\dot{E}x_{d,k}}{\dot{F}_{top}} \quad (2.21)$$

bağıntısıyla gösterilir. Denklem (2.21)'deki δ ve \dot{F}_{top} terimleri yakıt tüketim oranı ile toplam yakıt ekserjisini ifade etmektedir. Bu parametre ile yakıt ekserjisinden hangi oranda yararlanıldığı ve bu ekserjinin ne kadarının kaybedildiği ortaya çıkarılır.

2.2.3. Verimlilik kaybı

Her bir elemanda meydana gelen ekserji yıkımlarının toplam ürün ekserjisi içerisindeki oranıdır ve,

$$\xi_k = \frac{\dot{E}x_{d,k}}{\dot{P}_{tot}} \quad (2.22)$$

ile hesaplanır. Bu denklemde ξ ve \dot{P}_{tot} verimlilik kaybı ve toplam ürün ekserjisini göstermektedir. Bu parametre ne kadar kaynağın ürün oluşturmada kullanılmadığını tanımlar.

2.2.4. Yakıt ekserji faktörü

Yakıt ekserji faktörü (f), bir ünitenin yakıt ekserjisinin toplam yakıt ekserji değeri içindeki oranını belirler ve;

$$f_k = \frac{\dot{F}_k}{\dot{F}_{tot}} \quad (2.23)$$

ile gösterilir. Bu parametre her bir ünite girişindeki yakıt ekserjisinin toplam yakıt ekserjisi içindeki payını belirler.

2.2.5. Ürün ekserji faktörü

İlk kez bu tezde geliştirilen ürün ekserji faktörü (p), bir ünitenin ürün ekserjisinin sistemin toplam ürün ekserji değerine oranıdır ve;

$$p_k = \frac{\dot{P}_k}{\dot{P}_{tot}} \quad (2.24)$$

bağıntısıyla gösterilir. Bu parametre her bir ünitenin ürün ekserjisinin toplam ürün ekserjisi içindeki payını belirler. Denklem (2.24)'de kullanılan \dot{P} terimi ürün ekserjisini tanımlamaktadır.

2.2.6. Ekserjetik iyileştirme potansiyeli

Van Gool (1997) tarafından literatüre kazandırılan bu parametre, temelde ekserji yıkımının artmasının ekserji verimini düşüreceğini ifade eder ve,

$$IP_k = (1 - \varepsilon_k) (\dot{E}x_{g,k} - \dot{E}x_{\zeta,k}) \quad (2.25)$$

denklemleriyle gösterilir [44]. Denklem (2.25)'te kullanılan IP ve ε terimleri ekserjetik iyileştirme potansiyeli ve ekserji verimini ifade etmektedir. Bu parametre, sistem elemanları üzerinde yapılacak çalışmaların hangi elemanlarda çok daha verimli olacağını göstermesi açısından faydalıdır.

2.2.7. Termodinamik kalite

Van Gool (1997) tarafından geliştirilen boyutsuz termodinamik kalite (Θ) parametresi;

$$\Theta = \frac{Ex}{H} \quad (2.26)$$

denklemleriyle elde edilmektedir. Denklem (2.26)'te payda yer alan Ex terimi incelenen noktadaki toplam ekserjiyi, paydada ki H terimi ise aynı noktadaki entalpiyi göstermektedir. Termodinamik kalitenin hesaplanması esnasında birimleri farklı olan Ex ve H 'ın aynı birimlere dönüştürülmeleri gerekmektedir. Daha sonra yayınlanan bazı kaynaklarda bu parametre 'ekserjetik potansiyel' adıyla da anılmıştır [45]. Termodinamik performansın/verimin düşük çıkmasının en başta gelen nedenleri yanma ve ısı transferinde oluşan ekserji kayıplarıdır. Buna göre termodinamik kalitenin yüksek çıkması, mevcut enerjiden yüksek bir oranda yararlanıldığının bir göstergesi olmaktadır.

2.2.8. İzafi ekserji farkı

Ünitelerin çıkışlarındaki ürün ekserjisi, termodinamiğin ikinci yasası uyarınca tersinir durumlar hariç olmak üzere girişteki yakıt ekserjisinden her zaman daha düşük çıkmaktadır. Bu durum ekserji yıkımı ya da kaybı şeklinde ifade edilmektedir. Bununla birlikte yakıt-ürün oluşum sürecinde bir elemandaki kullanılmayan ekserjinin aynı elemanın yakıt ekserjisi bakımından değeri önemli bir ölçü olacaktır. İlk kez bu tezde geliştirilen bu parametrenin yakıt tüketim oranından farkı, kaybın toplam yakıt ekserjisine göre değil, söz konusu olan elemanın kendi yakıt ekserjisine göre değerini dikkate almasıdır. Bu tanımla izafi ekserji farkı (κ),

$$\kappa = \frac{\dot{E}x_{F,k} - \dot{E}x_{P,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (2.27)$$

bağıntısıyla elde edilir. Denklem (2.27), yakıt ve ürün ekserji farkının, yakıt ekserji farkına bölümü şeklinde ifade edilebilir.

2.3. Hesaplamalar

2.3.1. CF6-80 turbofan motorunda kütle ve enerji dengesi

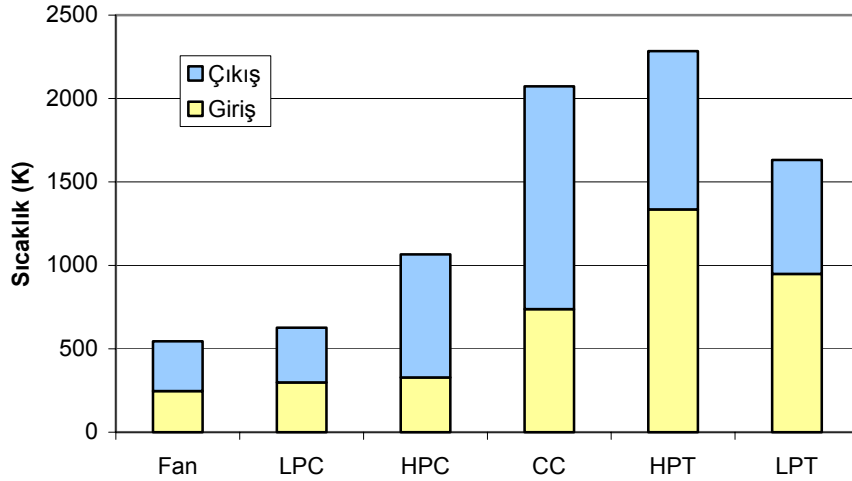
Ekserji analizi yapılmadan önce toplam beş ana bölümden oluştuğu kabul edilen turbofan motorun kütle ve enerji dengesi denklemleri Çizelge 2.2.'de çıkarılmıştır.

Yapılan ekserji analizlerinde genellikle HP ve LP türbinler ortak bir eleman gibi gösterilmektedir. Ancak bu tezde bu bölümdeki termodinamik özellikler bilindiğinden, HP ve LP türbinin ayrı ayrı hesaplamaları yapılabilmektedir.

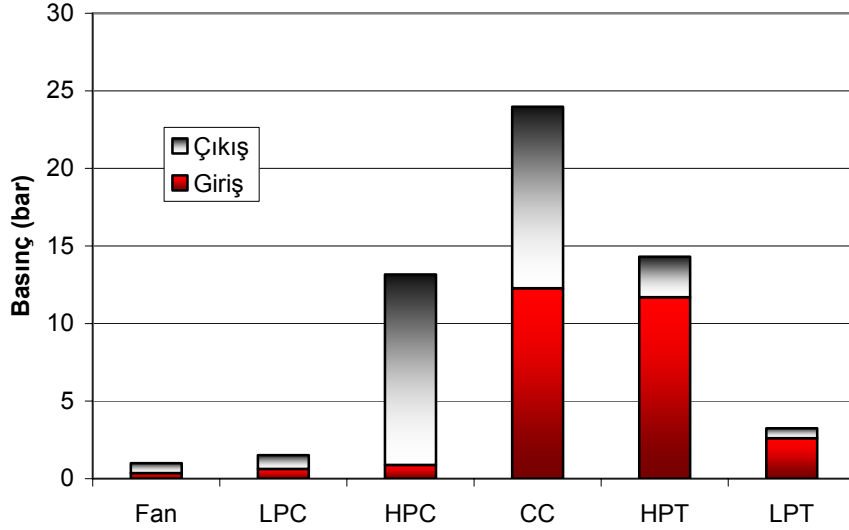
Şekil 2.9 ve Şekil 2.10'da motor elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki sıcaklık ve basınç değişimleri görülmektedir. Sıcaklığın en yüksek olduğu nokta HPT girişi iken basıncın en yüksek olduğu nokta yanma odası girişidir.

Çizelge 2.2. CF6 motoruna ait kütle ve enerji dengesi denklemleri

Ünite adı	Kütle dengesi	Enerji dengesi
Fan	$\dot{m}_0 = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{18}$	$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_0h_0$
Alçak basınç kompresörü	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{25}$	$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_{25}h_{25} - \dot{m}_{13}h_{13}$
Yüksek basınç kompresörü	$\dot{m}_{25} = \dot{m}_3 + \dot{m}_{B1} + \dot{m}_{B2}$	$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_{B1}h_{B1} + \dot{m}_{B2}h_{B2} - \dot{m}_{25}h_{25}$
Yanma odası	$\dot{m}_3 + \dot{m}_f = \dot{m}_4$	$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_3h_3 - \dot{m}_fh_f$
Yüksek basınç türbini	$\dot{m}_4 + \dot{m}_{B1} + \dot{m}_{B2} = \dot{m}_{49}$	$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_{49}h_{49} - \dot{m}_{B1}h_{B1} - \dot{m}_{B2}h_{B2} - \dot{m}_4h_4$
Alçak basınç türbini	$\dot{m}_{49} = \dot{m}_5$	$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_{49}h_{49}$
Egzoz	$\dot{m}_5 = \dot{m}_8$	$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_8h_8 - \dot{m}_5h_5$



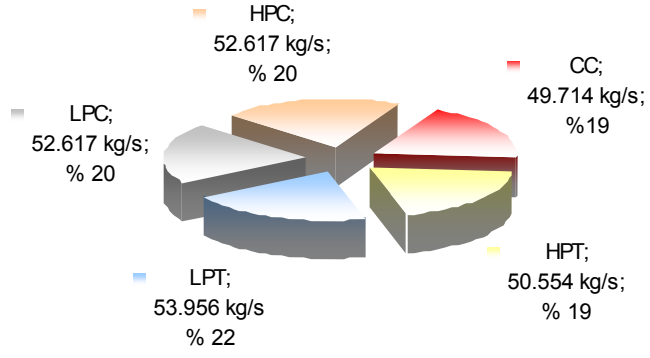
Şekil 2.9. Motor elemanları giriş ve çıkış sıcaklık değişimleri



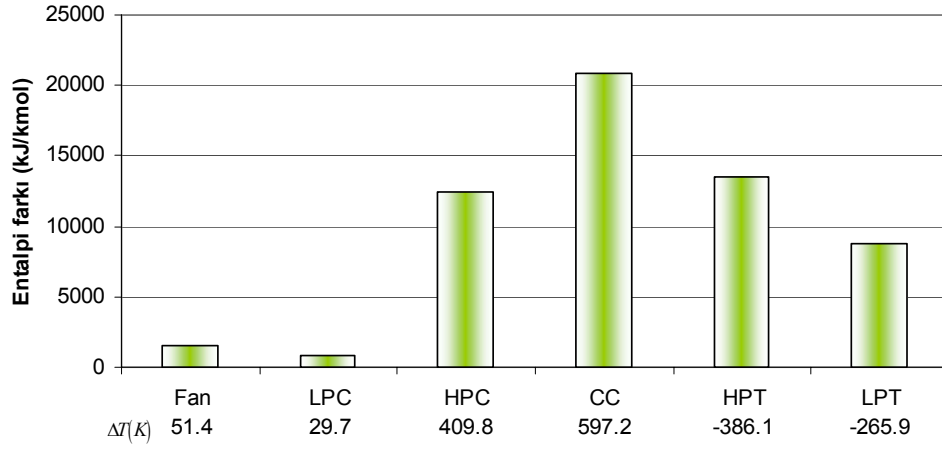
Şekil 2. 10. Motor elemanları giriş ve çıkış basınç değişimleri

Motor içerisinde akan hava ve/veya egzoz gaz akış miktarı tüm motor elemanları için aynı değildir. Motora alınan hava 284.162 kg/s iken, bu akışın fandan sonra ikiye ayrılması, kompresörden hava çekimi ve yanma odasında yakıt eklenmesi sonucunda elemanların kütleli debileri birbirinden farklı olmaktadır. Kütleli debi akışlarının toplam akışa oranları Şekil 2.11’de görülmektedir. Fandan akan akış aynı zamanda motora alınan toplam hava kütleli temsil etmektedir.

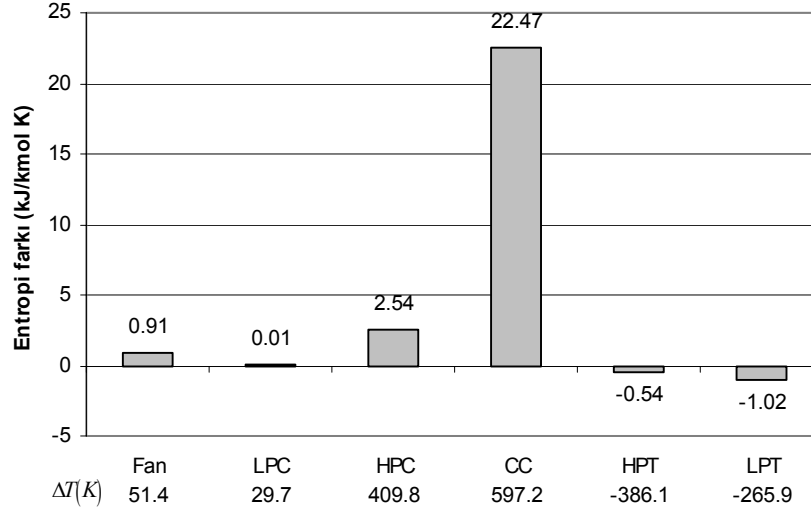
Motor elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki entalpi ve entropi farkları ise Şekil 2.12 ve 2.13’te gösterilmektedir. Özellikle sıcaklık farkının yüksek olduğu yüksek basınç kompresörü, yanma odası ve yüksek basınç türbini arasında, sıcaklık farklılığı ile entalpi farkı arasındaki ilişki; yanma odasında, diğer ikisine oranla daha farklı çıkmıştır. Örneğin HPC’deki 409.8 K’lik sıcaklık artışı, yanma odasındaki sıcaklık artışının % 68.6’sı iken entalpi farkı, yanma odasındaki entalpi farkının % 59.6’sına eşdeğer olmaktadır. Sıcaklık ve entalpi arasındaki bu fark, yakıtın kimyasal enerjisinin ortaya çıkmasından kaynaklanmaktadır. Diğer



Şekil 2. 11. Motor elemanları girişlerindeki kütledebiler



Şekil 2.12. Sistem elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki entalpi farkları



Şekil 2.13. Sistem elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki entropi farkları

yandan LPC ve HPC ile LPT ve HPT arasındaki sıcaklık-entalpi değişim oranları sırasıyla % 7.24 ve % 7 ile % 68.87 ile % 64.8 şeklinde birbirlerine yakın bir biçimde hesaplanmıştır. Bununla birlikte, yanma sonu gazların sıcaklık değişimleri ile entalpi değişimleri arasındaki farkın havadakinden farklı olması egzoz gazlarının ısı tutma kapasitelerinin daha yüksek olmasıyla ya da diğer bir deyişle özgül ısılarının daha yüksek olmasıyla açıklanabilmektedir.

Model olarak seçilen turbofan motorunun ekserji analizinde kullanılacak değerleri Çizelge 2.3'te verilmiştir. Motor içindeki akışkan yanma odasına kadar hava, yanma odasından sonra egzoz gazı olarak kabul edilmiştir. Havayı meydana getiren bileşenlerin mol oranları troposferin üst tabakasına kadar değişmediği için deniz seviyesindeki değerler kullanılmıştır. Buna göre hava bileşenleri % 77.48 azot, % 20.59 oksijen, % 0.03 karbondioksit ve % 1.9 su buharı şeklinde sıralanabilir.

Bu bölümde, CF6 tip motorun fan, yüksek ve alçak basınç kompresörleri, yanma odası ile yüksek ve alçak basınç türbinleri için ekserji hesaplamaları yapılmıştır. Fiziksel ekserjilerin hesaplanmasına geçilmeden önce bu hesaplama için gerekli olan referans çevre için entalpi (h_0) ve entropi (s_0) değerlerinin bulunması gerekmektedir.

Çizelge 2. 3. CF6 Motoruna ait termodinamik veriler ve hesaplanan parametreler

Ünite adı	Akışkan tipi	Sıcaklık (K)	Basınç (bar)	Kütlesel debi (kg/s)	Molar entalpi (kJ/kmol)	Molar entropi (kJ/kmolK)	$\dot{E}_{x^{PH}}$ (MW)	$\dot{E}_{x^{CH}}$ (MW)	\dot{E}_{x^T} (MW)
Fan girişi	Hava	246.9	0.363	284.162	7197.03	193.7172	0.00	0.00	0.00
Fan çıkışı	Hava	298.3	0.634	284.162	8703.47	194.6279	12.72	-0.54	12.18
LPC girişi	Hava	298.3	0.634	52.617	8703.47	194.6279	2.35	-0.10	2.26
LPC çıkışı	Hava	328.0	0.883	52.617	9569.68	194.6388	3.94	-0.10	3.84
HPC girişi	Hava	328.0	0.883	52.617	9569.68	194.6388	3.94	-0.10	3.84
B1 çıkışı	Hava	610.0	5.530	1.406	18000.06	197.8905	0.48	0.00	0.48
B2 çıkışı	Hava	737.8	11.990	1.497	21981.20	197.3821	0.61	0.00	0.60
HPC çıkışı	Hava	737.8	12.280	51.211	21981.20	197.1834	24.91	-0.10	24.81
Yanma O. girişi	Hava	737.8	12.280	49.714	21981.20	197.1834	24.18	-0.09	24.08
Yanma O. çıkışı	Egzoz gazı	1335.0	11.700	50.554	42819.80	219.6518	47.55	0.26	47.81
HPT girişi	Egzoz gazı	1335.0	11.700	50.554	42819.80	219.6518	47.55	0.26	47.81
HPT çıkışı	Egzoz gazı	948.9	2.613	53.457	29312.60	220.1936	24.82	0.27	25.09
LPT girişi	Egzoz gazı	948.9	2.613	53.956	29312.60	220.1936	25.06	0.27	25.33
LPT çıkışı	Egzoz gazı	683.0	0.634	54.046	20552.36	221.2175	8.09	0.27	8.37
Egzoz girişi	Egzoz gazı	683.0	0.634	54.046	20552.36	221.2175	8.09	0.27	8.37
Egzoz çıkışı	Egzoz gazı	683.0	0.627	53.910	20552.36	221.2445	8.06	0.27	8.33
Yakıt	-	-	-	0.840	-	-	-	38.47	38.47

Yapılan ekserji analizinde kinetik ve potansiyel ekserjiler ihmal edilmiştir. Bu durum aşağıdaki örneklerle açıklanmaktadır.

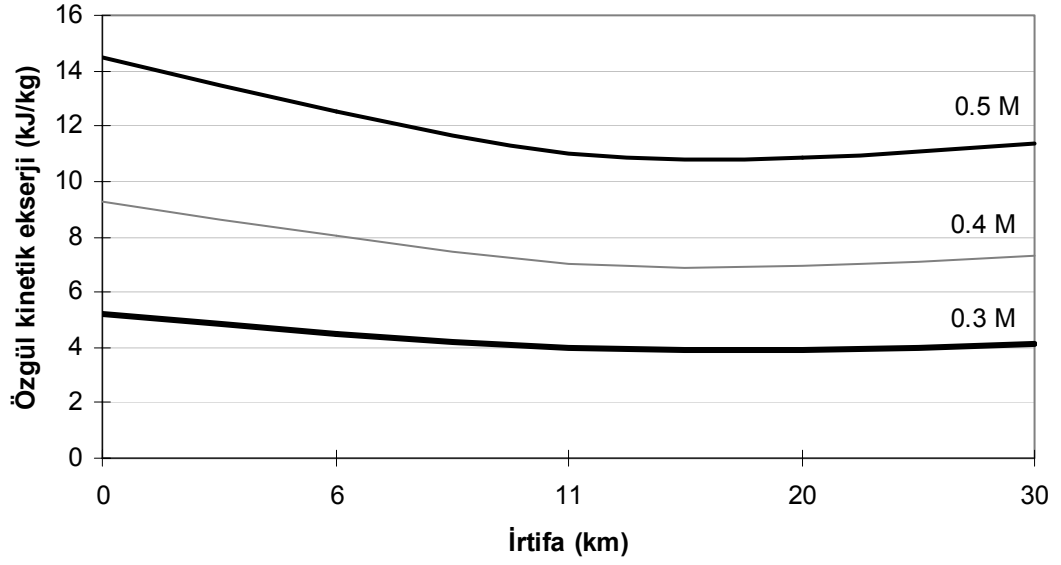
Bir uçak motorunda kararlı bir yanma gerçekleşebilmesi için akış hızının 0.3 M'ın (Mach sayısı) altında olması gerekmektedir. Bu durumda, 'a', deniz seviyesindeki ses hızı (340 m/s) olmak üzere;

$$Ma = \frac{V}{a} \quad (2.28)$$

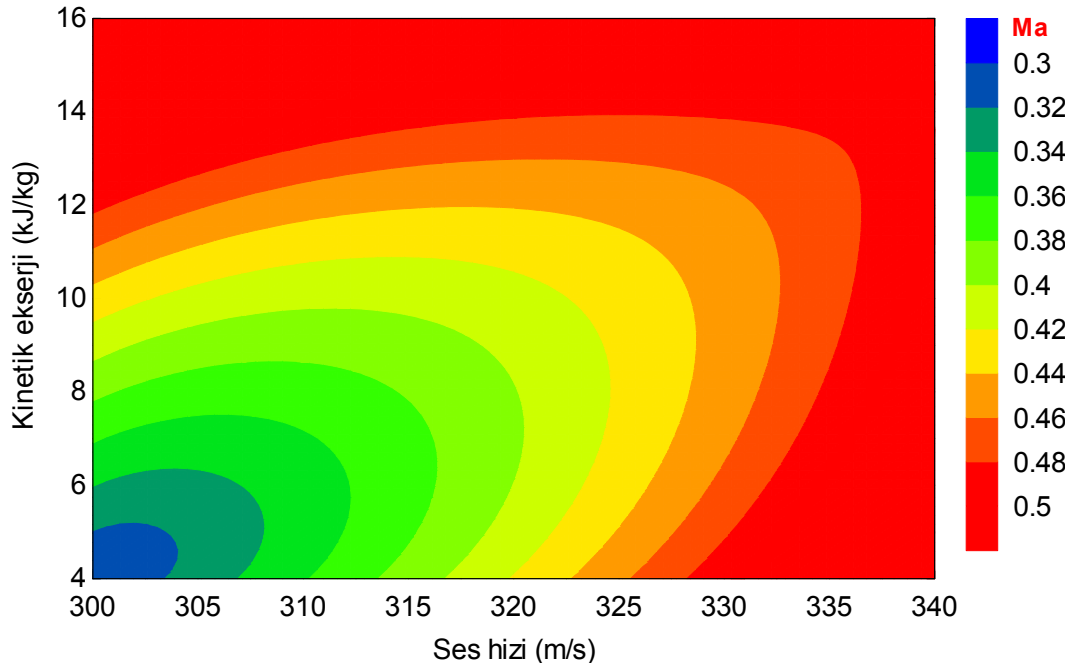
denklemleri ile akış hızının en fazla 102 m/s değerinde olacağı bulunacaktır. Bulunan değer Denklem (2.11)'de yerine konularak uygun birimlere dönüştürme işlemi sonunda kinetik ekserji 5.22 kJ/kg ya da 49.714 kg/s debi için 0.26 MW şeklinde bulunacaktır. Aynı noktadaki fiziksel ekserjinin 24.08 MW olduğu göz önüne alındığında kinetik ekserjinin, fiziksel ekserjinin yaklaşık % 1'i değerinde olduğu bulunur.

Ses hızı troposferin üst sınırına (tropopause) kadar irtifa arttıkça azalır, stratosferde sabit kalır. Şekil 2.14'te kinetik ekserjinin irtifayla değişimi görülmektedir. Örneğin 11,000 m civarlarında, ses hızının değeri 296.3 m/s'dir. Bu irtifadaki kinetik ekserji, Denklem (2.11) ve (2.28) kullanılarak 0.3, 0.4 ve 0.5 M için sırasıyla 3.95, 7.02 ve 10.97 kJ/kg olarak bulunacaktır. Şekil 2.15'de ise belli M katsayısı ve ses hızı değerleri için hesaplanan bazı kinetik ekserji değerleri görülmektedir. 0.3 ve 0.5 M ile deniz ve uçuş irtifasını temsil eden 300-340 m/s ses hızı seviyeleri için kinetik ekserji değişimleri izafi olarak küçük değerlerde bulunmuştur.

Referans çevre olarak uçağın yani motorun kendisinin seçildiği durum bir önceki paragrafta incelendi. İkinci bir referans seçimi ise çevre havada sabit bir nokta olarak düşünülebilir. Bu durumda, motor içindeki akış, uçağın ters yöndeki hızı düşünüldüğünde çok daha küçük değerlerde olacaktır. [7]'deki verilere göre deniz seviyesinde 0.8 M hızla uçan bir uçak için referans noktasının çevre içinde sabit bir nokta olarak alınması durumunda motor içindeki akış hızları 30 ile 95 m/s arasında değişmekte ve bu hızlar büyük oranda ilk değer etrafında olmaktadır. Ayrıca, irtifanın artması aynı şekilde bu değerlerin daha da azalmasına yol açmaktadır.



Şekil 2. 14. Özgül kinetik ekserjinin irtifayla değişimi



Şekil 2. 15. Belirli M ve ses hızı değerleri için kinetik ekserji değişimi

Sonuç olarak hangi tür referans seçilecek olursa olsun, her iki durumda da hızdan kaynaklanan kinetik ekserji, ekserjinin diğer bileşenlerinin yanında küçük kalacağından ihmal edilmesi hesaplamalarda çok büyük bir yanlışla yol açmayacaktır.

Potansiyel ekserji açısından bakıldığında ise, ne deniz seviyesinde ne de herhangi bir irtifada motor giriş ve çıkışı arasında herhangi bir yükseklik farkı olmadığından potansiyel ekserji bileşeninden söz edilmemektedir. Bununla birlikte tırmanış esnasındaki bu fark zaman zaman bir metreden biraz fazla olsa da genelde yaklaşık bir metre civarında olacaktır. Bu yükseklik farkının toplam ekserjiye katkısı ise 0.49 kJ/kg ya da 100 m/s debi için 0.491×10^{-3} MW olarak bulunacaktır. Bu da son derece küçük bir değer olduğundan kolaylıkla ihmal edilebilir.

Ekserji analizlerinde referans ortamın referans şartlardaki entalpi ve entropisinin doğru şekilde hesaplanması sonuçların hassaslığı açısından büyük önem taşır. Örneğin yanma gibi kimyasal reaksiyonlardan sonra suyu sadece gaz olarak değil, ayrıca bir miktar da sıvı olarak ele almak dikkat edilecek konulardan bir tanesidir.

Bu tezde ele alınan model motor için referans şartlardaki değişimin ortaya çıkarılması için h_0 ve s_0 hesaplamalarında iki ayrı referans durumu incelenmiştir. Amaç, referans şartların irtifayla nasıl değiştiğinin bulunmasıdır. Bunlardan ilki deniz seviyesinde $T_0 = 306.5 \text{ K}$ ve $P_0 = 1.013 \text{ bar}$ sıcak meydan kalkışı iken diğeri ise ekserjoekonomik analizin yapıldığı 10,670 m (35,000 ft) irtifada $T_0 = 246.9 \text{ K}$ ve $P_0 = 0.363 \text{ bar}$ sabit hızda seyir uçuşudur. Deniz seviyesi için yanma öncesi ve yanma sonrasındaki entalpi ve entropi bağıntıları aşağıda çıkarılmıştır:

2.3.2. Referans entalpi hesaplamaları

Yanma öncesindeki gazların mol oranları,

$$\checkmark \quad X_{N_2} = \% 77.48$$

$$\checkmark \quad X_{O_2} = \% 20.59$$

$$\checkmark \quad X_{CO_2} = \% 0.03$$

$$\checkmark \quad X_{H_2O} = \% 1.9$$

şeklinde hem yer hem de uçuş için aynı kabul edilebilir çünkü atmosfer bileşenleri stratosfere kadar aynı kalmaktadır. Deniz seviyesi için hava bileşenlerinin entalpi değerleri, 306.5 K sıcaklık ve 1.013 bar basınç için;

$$\checkmark \quad \bar{h}_0^{deniz} (N_2) = 8912.15 \text{ (kJ/kmol)}$$

$$\checkmark \quad \bar{h}_0^{deniz} (O_2) = 8927.10 \text{ (kJ/kmol)}$$

$$\checkmark \quad \bar{h}_0^{deniz} (CO_2) = 9675.40 \text{ (kJ/kmol)}$$

$$\checkmark \quad \bar{h}_0^{deniz} (H_2O) = 10,184.40 \text{ (kJ/kmol)}$$

olarak yazılabilir. Buna göre söz konusu şartlar için gaz karışımının toplam entalpisi;

$$\underline{\underline{\left(\bar{h}_0^{deniz} \right)_{hava} = 8939.63 \text{ kJ / kmol}}} \quad (2.29)$$

olarak bulunur. 10670 metre irtifadaki 246.9 K sıcaklık ve 0.363 bar basınç çevre şartlarındaki çevre havasının bileşenlerinin entalpi değerleri (kJ/kmol) aşağıda listelenmiştir:

$$\checkmark \quad \bar{h}_0^{uçuş} (N_2) = 7175.79 \text{ (kJ/kmol)}$$

$$\checkmark \quad \bar{h}_0^{uçuş} (O_2) = 7184.79 \text{ (kJ/kmol)}$$

$$\checkmark \quad \bar{h}_0^{uçuş} (CO_2) = 7519.43 \text{ (kJ/kmol)}$$

$$\checkmark \quad \bar{h}_0^{uçuş} (H_2O) = 8190.77 \text{ (kJ/kmol)}$$

Uçuş irtifasındaki referans atmosferin entalpisi;

$$\underline{\underline{\left(\bar{h}_0^{uçuş} \right)_{hava} = 7197.03 \text{ kJ / kmol}}} \quad (2.30)$$

şeklinde bulunur. Buraya kadar bulunan iki ayrı çevre şartı için 'yanma öncesindeki' referans havanın entalpi değerleridir.

Bileşenleri içerisinde su buharı olan yanma sonu gaz karışımı sabit basınçta soğuduğunda, su buharının ne zaman yoğunlaşmaya başlayacağını çığ noktası sıcaklığı (su buharının kısmi basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı) belirler. Örneğin karışım içindeki subuharının mol oranının $X_{H_2O} = 0.05$ olduğu bir durumda su buharının kısmi basıncı,

$$P_{H_2O} = 0.05 \times 1.013 = 0.05065 \text{ bar}$$

olur. Bu basınca karşılık gelen doyma sıcaklığı (çığ noktası sıcaklığı) yaklaşık 33°C olacaktır. Çığ noktasının altındaki sıcaklıklardaki, soğuma esnasında su buharının bir miktarı yoğunlaşmaya başlayarak sıvı hale geçer. Çığ noktası sıcaklığının altındaki herhangi bir sıcaklıkta, su buharının ne kadarının gaz ne kadarının sıvı olduğu, aynı sıcaklık noktasındaki su buharının doyma basıncı (ki doyma basıncı aynı zamanda su buharının kısmi basıncına eşittir) kullanılarak hesaplanır [22].

Böyle bir durumda yanma sonu gazlar içerisindeki suyun tamamının gaz halinde değerlendirilmesi, hesaplamalarda hataya yol açacaktır. Bu hatanın önlenmesi için iki noktaya dikkat edilmelidir. Bunlardan biri sıvı ve gaz mol oranlarının ayrı ayrı hesaplanması, diğer ise bu hesaplama işleminin bulunulan referans atmosfer şartları göz önüne alınarak yapılması gerekliliğidir. Çizelge 2.4'te hem deniz seviyesi hem de uçuş irtifasında yanma sonu gaz bileşenlerinin mol oranları verilmiştir. Buna göre deniz seviyesi ve uçuş irtifasındaki yanma sonu gazlar için referans entalpi değerleri aşağıdaki denklem ve çözüm yöntemleriyle hesaplanmıştır.

Deniz seviyesi için (306.5 K ve 1.013 bar) su buharının doyma basıncı 0.0521 bar 'dır. Bu şartlar altında su buharının sıvı fazının mol oranı;

Çizelge 2. 4. Yanma sonu gazların mol oranları

	Deniz seviyesi	Uçuş irtifası (10670 m)
N ₂	0.760257	0.762103
O ₂	0.144093	0.151937
CO ₂	0.039467	0.034496
H ₂ O	0.056184	0.051465

$$[P_{H_2O}]_{@33.5^\circ C} = (X_{H_2O})(P_{ref}) \quad (2.31)$$

$$= \frac{X_{H_2O,v}}{X_{N_2} + X_{O_2} + X_{CO_2} + X_{H_2O,v}} (P_{ref})$$

$$0.0521 = \left(\frac{X_{H_2O,v}}{0.760257 + 0.144093 + 0.039467 + X_{H_2O,v}} \right) (1.013)$$

$$\underline{X_{H_2O,v}^{deniz} = 0.051210}$$

şeklinde bulunur. Elde edilen buhar fazın mol oranı, toplam su buharı mol oranından çıkarıldığında,

$$X_{H_2O,l} = X_{H_2O,tot} - X_{H_2O,v} \quad (2.32)$$

$$X_{H_2O,l} = 0.056184 - 0.051210$$

$$\underline{X_{H_2O,l}^{deniz} = 0.004974}$$

şeklinde sıvı fazın mol oranı hesaplanmış olur.

Uçuş irtifasında ise daha farklı bir durum söz konusudur. Su buharı bu irtifada artık sıvı ve gaz halde değil, sıvı ve katı halde ortaya çıkacaktır. Bu durum göz önüne alındığında su buharının $-26.1^\circ C$ ($246.9 K$) sıcaklıktaki doyma basıncı

termodinamik tablolarından $0,000574 \text{ bar}$ olarak bulunur [33]. Denklem (2.31) kullanıldığında su buharının gaz fazı için;

$$\underline{X_{H_2O,v}^{uçuş} = 0.001501} \quad (2.33)$$

ve katı fazı için Denklem (2.32) kullanılarak;

$$X_{H_2O,s} = 0.051465 - 0.001501 \quad (2.34)$$

$$\underline{X_{H_2O,s}^{uçuş} = 0.049964}$$

değerleri hesaplanır. Denklem (2.33)'deki 0.363 değeri, uçuş irtifasındaki çevre havanın basıncıdır.

Elde edilen su buharı sıvı, gaz ve katı bileşenlerinin mol oranları kullanılarak ve sıvı su buharının 306.5 K 'deki entalpisi 140.41 kJ/kmol ve buzun 246.9 K 'deki entalpisi -385.64 kJ/kmol alındığında, hem deniz seviyesi hem de uçuş irtifasında yanma sonu egzoz gazları için referans entalpi değerleri;

$$\underline{\underline{\left(\bar{h}_0^{deniz}\right)_{egz} = 8977.82 \text{ kJ/kmol}}} \quad (2.35)$$

ve

$$\underline{\underline{\left(\bar{h}_0^{uçuş}\right)_{egz} = 6812.74 \text{ kJ/kmol}}} \quad (2.36)$$

şeklinde hesaplanır.

2.3.3. Referans entropi hesaplamaları

Deniz seviyesi ve uçuş referans entropi değerlerini bulmak için çözüm yöntemi, entalpide olduğu gibi yanma öncesi ve yanma sonrası şeklinde iki kısma ayrılabilir. Yanma öncesindeki referans entropi için;

$$\checkmark \quad \bar{s}_0^{deniz}(N_2) = 194.4247 \text{ (kJ/kmol K)}$$

$$\checkmark \quad \bar{s}_0^{deniz} (O_2) = 143.4689 \text{ (kJ/kmol K)}$$

$$\checkmark \quad \bar{s}_0^{deniz} (CO_2) = 206.6323 \text{ (kJ/kmol K)}$$

$$\checkmark \quad \bar{s}_0^{deniz} (H_2O) = 146.4023 \text{ (kJ/kmol K)}$$

ve

$$\checkmark \quad \bar{s}_0^{ucus} (N_2) = 188.1224 \text{ (kJ/kmol K)}$$

$$\checkmark \quad \bar{s}_0^{ucus} (O_2) = 130.4150 \text{ (kJ/kmol K)}$$

$$\checkmark \quad \bar{s}_0^{ucus} (CO_2) = 192.0876 \text{ (kJ/kmol K)}$$

$$\checkmark \quad \bar{s}_0^{ucus} (H_2O) = 132.7309 \text{ (kJ/kmol K)}$$

değerleri ve atmosfer havasının mol oranları kullanılarak;

$$\underline{\underline{\left(\bar{s}_0^{deniz}\right)_{hava} = 200.0420 \text{ kJ/kmol K}}} \quad (2.37)$$

ve

$$\underline{\underline{\left(\bar{s}_0^{ucus}\right)_{hava} = 193.7172 \text{ kJ/kmol K}}} \quad (2.38)$$

değerleri hesaplanır. Yanma sonu gazların referans entropilerinin hesaplanması içinse aşağıdaki yöntem kullanılır:

a. Deniz seviyesi için

Karışımdaki sıvı suyun haricinde kalan gaz bileşenlerinin mol oranları toplamı,

$$X_{tot,v} = X_{N_2} + X_{O_2} + X_{CO_2} + X_{H_2O,v} \quad (2.39)$$

$$X_{tot,v} = 0.995027$$

Bu durumda karışımı oluşturan bileşenlerin sadece gaz faz içindeki yeni mol oranları;

$$X'_k = \frac{X_k}{X_{tot,v}} \quad (2.40)$$

denklemini kullanılarak,

$$X'_{N_2} = 0.764057$$

$$X'_{O_2} = 0.144813$$

$$X'_{CO_2} = 0.039664$$

$$X'_{H_2O,v} = 0.051466$$

şeklinde hesaplanır. Buna göre referans entropiler,

$$\bar{s}_k = \bar{s}_k^0 - R_u \ln \left(\frac{X'_k P}{P_{ref}} \right) \quad (2.41)$$

$$\bar{s}_{N_2} = 194.5408 \text{ kJ/kmolK} \quad (2.42)$$

$$\bar{s}_{O_2} = 221.9048 \text{ kJ/kmolK} \quad (2.43)$$

$$\bar{s}_{CO_2} = 241.5471 \text{ kJ/kmolK} \quad (2.44)$$

$$\bar{s}_{H_2O,v} = 214.3106 \text{ kJ/kmolK} \quad (2.45)$$

$$\bar{s}_{H_2O,l} = 8.7264 \text{ kJ/kmolK}^1 \quad (2.46)$$

kullanılarak karışımın toplam entropisi;

$$\underline{\underline{\left(\bar{s}_{tot}^{deniz} \right)_{egz} = 200.4272 \text{ kJ/kmolK}}} \quad (2.47)$$

olarak hesaplanır. Denklem (2.46)'de kullanılan 8.7264 değeri, suyun 306.5 K sıcaklıktaki sıvı fazının entropisidir.

b. Uçuş irtifası için

¹ 306.5 K (33.5°C) sıcaklıktaki suyun entropisi

Karışımın sadece gaz bileşenlerinin mol oranları toplamı ve yeni mol oranları Denklem (2.39) ve (2.40) kullanılarak;

$$X_{tot,v} = 0.950036$$

olarak bulunurken karışımın gaz fazının mol oranları;

$$X'_{N_2} = 0.802183$$

$$X'_{O_2} = 0.159927$$

$$X'_{CO_2} = 0.036310$$

$$X'_{H_2O,v} = 0.001580$$

şeklinde elde edilir. Gaz bileşenlerinin referans entropi değerleri Denklem (2.41) kullanılarak;

$$\bar{s}_{N_2} = 187.8337 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{O_2} = 214.7563 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{CO_2} = 234.4641 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{H_2O} = 236.0392 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{H_2O,s} = -25.632 \text{ kJ/kmolK}$$

olarak hesaplanır. Karışımın toplam entropisi ise;

$$\underline{\underline{\left(\bar{s}_{tot}^{uçuş} \right)_{egz}}} = 182.9396 \text{ kJ/kmolK} \quad (2.48)$$

şeklinde bulunur. Elde edilen tüm değerler Çizelge 2.5’de verilmiştir.

Çizelge 2. 5. Deniz seviyesi ve uçuş irtifası için h_0 ve s_0 değerleri

	Entalpi (kJ/kmol)		Entropi (kJ/kmolK)	
	Deniz seviyesi	Uçuş irtifası	Deniz seviyesi	Uçuş irtifası
Hava	8939.63	7197.03	200.0420	193.7172
Egzoz	8977.82	6812.74	200.4272	182.9396

2.3.4. Fiziksel ekserji hesabı

Referans çevre şartları hesaplandıktan sonraki adım sistem elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki fiziksel ekserjilerin ayrı ayrı hesaplanmasıdır. Bunun için Denklem (2.58) kullanılarak aşağıdaki sonuçlar elde edilir:

Fan giriş →

Fan girişi aynı zamanda referans çevre olduğu için, bu noktadaki fiziksel ekserji sıfırdır.

Fan çıkışı →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{f,\xi}^{PH} = 12.72 \text{ MW}}} \quad (2.49)$$

LPC girişi →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{LPC,g}^{PH} = 2.35 \text{ MW}}} \quad (2.50)$$

LPC çıkışı →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{LPC,\zeta}^{PH} = 3.94 \text{ MW}}} \quad (2.51)$$

HPC girişi →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{HPC,g}^{PH} = 3.94 \text{ MW}}} \quad (2.52)$$

B1 ıkışı →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{B1,\zeta}^{PH} = 0.48 \text{ MW}}} \quad (2.53)$$

B2 ıkışı →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{B2,\zeta}^{PH} = 0.61 \text{ MW}}} \quad (2.54)$$

HPC ıkışı →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{HPC,\zeta}^{PH} = 24.91 \text{ MW}}} \quad (2.55)$$

CC girişi →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{CC,g}^{PH} = 24.18 \text{ MW}}} \quad (2.56)$$

CC ıkışı →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{CC,\zeta}^{PH} = 47.55 \text{ MW}}} \quad (2.57)$$

HPT girişi →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{HPT,g}^{PH} = 47.55 \text{ MW}}} \quad (2.58)$$

HPT çıkışı →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{HPT,\zeta}^{PH} = 24.82 \text{ MW}}} \quad (2.59)$$

LPT girişi →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{LPT,g}^{PH} = 25.06 \text{ MW}}} \quad (2.60)$$

LPT çıkışı →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{LPT,\zeta}^{PH} = 8.09 \text{ MW}}} \quad (2.61)$$

Egzoz girişi →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{egz,g}^{PH} = 8.09 \text{ MW}}} \quad (2.62)$$

Egzoz çıkışı →

$$\underline{\underline{\dot{E}x_{egz,\zeta}^{PH} = 8.06 \text{ MW}}} \quad (2.63)$$

2.3.5. Kimyasal ekserji hesabı

Fiziksel ekserjilerin bulunmasında sonraki adım kimyasal ekserjilerin hesaplanmasıdır. Kimyasal ekserji değerleri için Denklem (2.61) ve Çizelge 2.2 kullanılmıştır.

Kimyasal ekserji değerleri, akışın mol oranında herhangi bir değişikliğin olmadığı durumda birbirine eşit çıkmaktadır. Buna göre kJ/kmol cinsinden bütün

motor boyunca iki farklı değerde kimyasal ekserjinin olduğu görülmüştür. Akışkan olarak havanın kullanıldığı motor elemanlarından fan, LPC, HPC giriş ve çıkış noktalarıyla yanma odası giriş noktasındaki kimyasal ekserji değerleri 54.42 kJ/kmol çıkarken akışkan olarak yanmış gazların söz konusu olduğu yanma odası çıkışıyla, HPT, LPT ve egzoz giriş ıkılarındaki kimyasal ekserji ise 147.32 kJ/kmol olarak elde edilmiştir. Bununla birlikte kimyasal ekserji, akım olarak yani MW cinsinden hesaplandığında kimyasal ekserjiler kütlesel debiyle orantılı olarak farklı bulunmuştur. Bu değerler aşağıda çıkarılmıştır;

Fan giriş →

$$\dot{E}x_{f,g}^{CH} = 0 \text{ MW} \quad (2.64)$$

Fan ıkı →

$$\dot{E}x_{f,\xi} = -0.54 \text{ MW} \quad (2.65)$$

HPC, LPC giriş ve ıkıı ile yanma odası girişindeki kimyasal ekserjiler Denklem (2.65)'deki kütlesel debi haricinde tüm değerleri aynı kabul ederek hesaplanabilmektedir. Buna göre sayılan elemanların kimyasal ekserjileri sırasıyla;

$$\dot{E}x_{LPC,g}^{CH} = \dot{E}x_{LPC,\xi}^{CH} = \dot{E}x_{HPC,g}^{CH} = \dot{E}x_{HPC,\xi}^{CH} = -0.10 \text{ MW} \quad (2.66)$$

eklinde çıkarken yanma odası girişindeki kimyasal ekserji değeri,

$$\dot{E}x_{CC,g}^{CH} = -0.09 \text{ MW} \quad (2.67)$$

olarak bulunmuştur. Yanma odasından sonraki elemanlar için kimyasal ekserjide kullanılan mol oranları değimitir. Bu nedenle daha önce kullanılan mol oranlarının yerine,

$$X'_{N_2} = 0.802183; X'_{O_2} = 0.159927; X'_{CO_2} = 0.036310; X'_{H_2O,v} = 0.001580$$

ve

$$X'_{H_2O,l} = 0.049964$$

değerlerinin kullanılması gerekmektedir.

Yanma odası çıkışı →

$$\dot{E}x_{CC,\zeta}^{CH} = 0.26 \text{ MW} \quad (2.68)$$

Diğer elemanların kimyasal ekserjileri ise sırasıyla;

$$\dot{E}x_{HPT,g}^{CH} = 0.26 \text{ MW} \quad (2.69)$$

ve

$$\dot{E}x_{HPT,\zeta}^{CH} = \dot{E}x_{LPT,g}^{CH} = \dot{E}x_{LPT,\zeta}^{CH} = \dot{E}x_{egz,g}^{CH} = \dot{E}x_{egz,\zeta}^{CH} = 0.27 \text{ MW} \quad (2.70)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Kimyasal ve fiziksel ekserji toplamları Çizelge 2.3'te görülmektedir. Her bir elemanın giriş ve çıkışındaki toplam ekserji değerleri hesaplandıktan sonra sistemin ekserjetik açıdan performansının ortaya çıkarılması için ekserji parametreleri hesaplanmıştır.

Bu adımda her bir elemanın yakıt \dot{F} ve ürün \dot{P} ekserjileri ile,

$$\dot{E}x_{D,k} = \dot{F}_k - \dot{P}_k \quad (2.71)$$

ve

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} \quad (2.72)$$

denklemleriyle elde edilecek ekserji yıkımı ve ekserji verimleri bulunmuştur. Diğer ekserji parametreleri (2.20)'den (2.27)'e kadar olan denklemler kullanılarak hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelge 2.6'da görülmektedir.

Çizelge 2. 6. CF6 motoruna ait ekserji parametreleri

Ünite adı	Giren ekserji akımı (MW)	Çıkan ekserji akımı (MW)	Yakıt ekserjisi akımı (MW)	Ürün ekserjisi akımı (MW)	Ekserji yıkım akımı (MW)	Ekserji verimi (%)	Ekserji yıkım oranı (%)	Yakıt tüketim oranı (%)	Verimlilik kaybı (%)	Yakıt ekserji faktörü (%)	Ürün ekserji faktörü (%)	İyileştirme potansiyeli (MW)
	Ex_i	Ex_e	F	P	Ex_D	ε	X	δ	ζ	f	p	IP
Fan	14.95	12.18	14.95	12.18	2.77	81.48	14.24	1.84	2.11	9.91	9.27	0.51
LPC	3.85	3.84	1.59	1.59	0.00	99.69	0.02	0.00	0.00	1.06	1.21	0.00
HPC	26.45	25.89	22.61	22.05	0.56	97.53	2.88	0.37	0.43	14.99	16.78	0.01
CC	62.56	47.81	62.56	47.81	14.75	76.42	75.86	9.78	11.23	41.48	36.39	3.48
HPT	48.89	47.99	23.79	22.90	0.89	96.25	4.59	0.59	0.68	15.77	17.43	0.03
LPT	25.33	24.89	16.96	16.53	0.43	97.44	2.24	0.29	0.33	11.25	12.58	0.01
Egzoz	8.37	8.33	8.37	8.33	0.03	99.60	0.17	0.02	0.03	5.55	6.34	0.00

2.3.6. Sonuçların karşılaştırılması

Ekserji analizi sonucunda ekserji verimi, izafi ekserji yıkım oranı, yakıt tüketim oranı, verimlilik kaybı, yakıt ekserji faktörü, ürün ekserji faktörü, ekserjetik iyileştirme potansiyeli, termodinamik kalite ve izafi ekserji farkı değerleri elde edilmiştir.

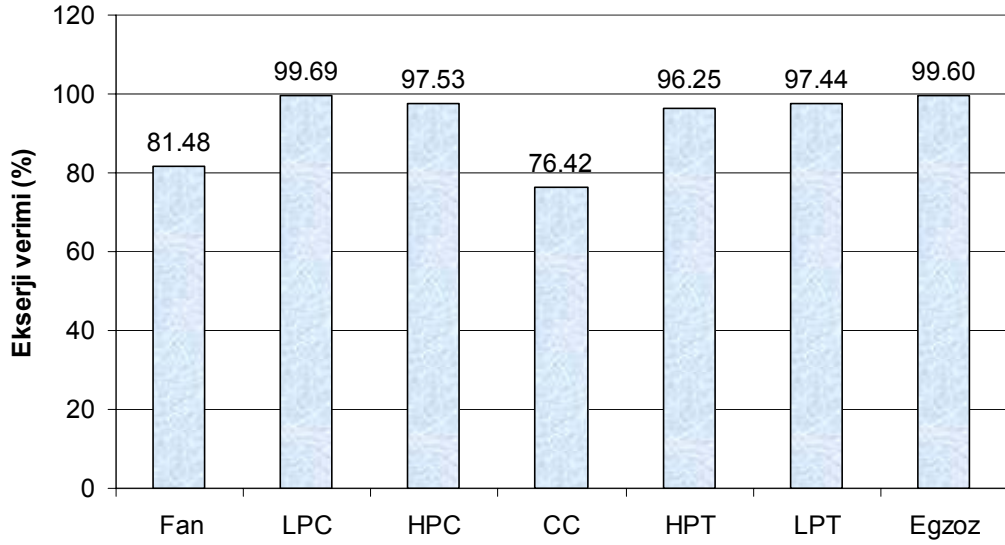
2.3.6.1. Ekserji verimi

Sistem, turbomakine, yanma odası ve lüle şeklinde üç kısma ayrılabilir. Buna göre ilk grup olan turbomakine elemanlarının ekserji verimleri oldukça yüksek çıkmıştır. LPC, HPC, HPT ve LPT elemanlarının verimleri % 96'nın üzerinde bulunmuştur. Verimlerin bu kadar yüksek çıkmalarının sebebi bu elemanların izantropik verimlerinin yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Diğer taraftan fanın ekserji verimi diğer turbomakinelere göre çok daha düşük bir değerde, % 81.48 şeklinde hesaplanmıştır. Fan hem ağırlılığından dolayı hareket ettirilmesi için yüksek miktarda iş gerektirmekte, hem de yüksek kütleli debideki akışkan üzerinde izafi olarak çok fazla enerji artışı sağlamamaktadır. Bütün bu hususlar birleştirildiğinde fanın ekserji veriminin daha düşük çıkmalarının nedeni ortaya çıkmaktadır. şekil 2.16'da elemanların ekserji verimi değişimleri görölmektedir.

Diğer taraftan yanma odasının ekserji verimi diğer bütün elemanlara göre en düşük değer olarak bulunmuştur. Yanma işleminin tersinmez bir işlem olması nedeniyle yakıtın kimyasal enerjisinin ısı enerjisine dönüştürölme sürecinde izafi olarak yüksek bir kayıp oranı söz konusudur. Bu da yanma odasının ekserji verimini olumsuz yönde etkilemektedir.

2.3.6.2. Ekserji yıkım oranı

Bu parametre sistem elemanlarında meydana gelen ekserji yıkımlarının bütün elemanlar içerisindeki dağılımını vermesi açısından faydalı olmaktadır.

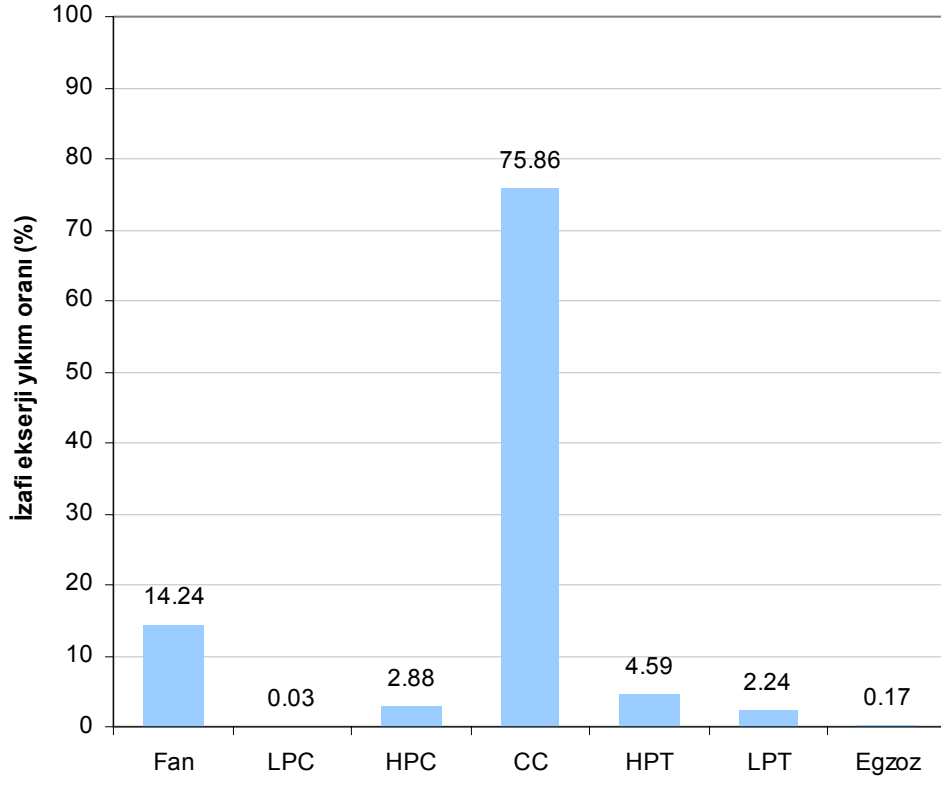


Şekil 3. 16. Motor elemanlarının ekserji verimleri

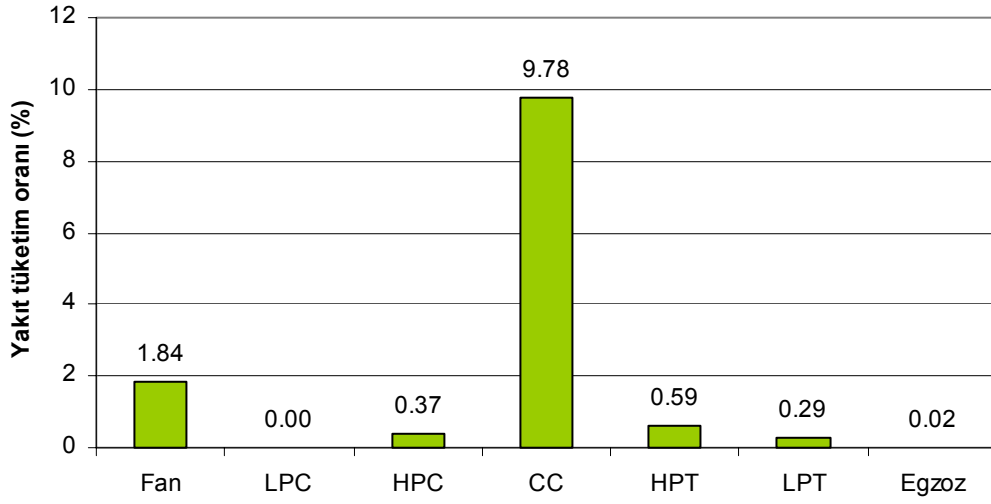
Ekserji yıkım oranı en yüksek çıkan motor elemanı Şekil 2.17’de görüldüğü üzere yanma odası olarak bulunmuştur. Motorda meydana gelen toplam ekserji yıkımının, diğer bir deyişle kullanılmayan ekserjinin % 75.86’sı yanma odasında meydana gelmiştir. Bu yıkımın en önemli nedeni yanma odasında meydana gelen yüksek entropi artışıdır. Yanma odası girişine göre yanma odası çıkışındaki entropi kmol başına % 11.39 oranında daha fazladır. Yanma odası çıkışındaki bu yüksek entropi ekserjide 14.75 MW değerinde bir yıkıma neden olmuştur.

2.3.6.3. Yakıt tüketim oranı

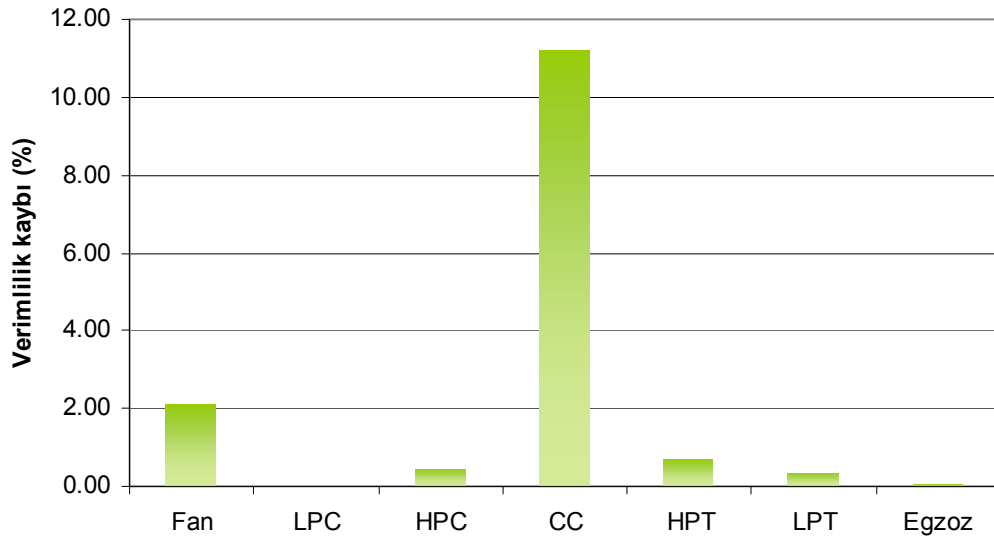
Motordaki yakıt tüketim oranları dağılımı Şekil 2.18’de görülmektedir. Yakıt tüketim oranı % 9.78 ile en fazla yanma odasında meydana gelmiştir. Yanma odasını, % 1.84 ile fan takip etmektedir. Diğer elemanların yakıt tüketim oranları izafi olarak daha düşük çıkmıştır.



Şekil 2. 17. Ekserji yıkım oranı



Şekil 2. 18 Motor elemanlarının yakıt tüketim oranları



Şekil 2. 19. Motor elemanlarının verimlilik kayıpları

2.3.6.4. Verimlilik kaybı

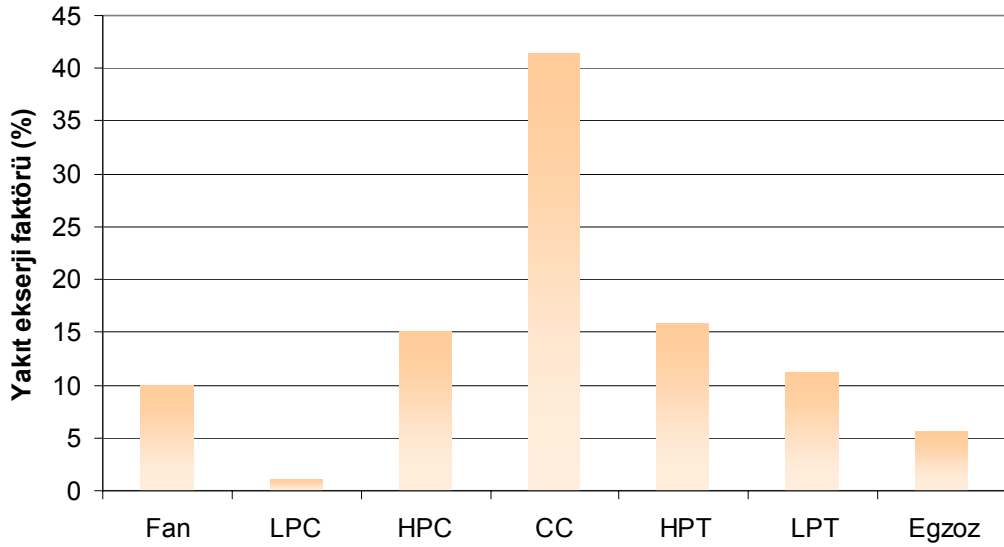
Denklem (2.22) ile ifade edilen bu parametre, elde edilen toplam ürün değerine göre ekserji yıkımının oranını belirler. Şekil 2.19’da bu parametrenin en yüksek olduğu motor elemanı % 11.23 ile yanma odası olarak görülmektedir.

2.3.6.5. Yakıt ekserji faktörü

Şekil 2.20’de ekserji faktörü parametresinin en yüksek değerinin % 41.48 ile yanma odasında meydana geldiği görülmektedir. Yanma odasını sırasıyla % 15.77 ve % 14.99 ile HPT ve HPC izlemektedir. Bu parametrenin en düşük çıktığı motor elemanı % 1.06 ile LPC olmuştur. Bu da girişteki yakıt ekserjisinin en küçük olduğu eleman LPC için beklenen bir sonuçtur.

2.3.6.6. Ürün ekserji faktörü

Ürün ekserji faktörlerine bakıldığında, bu parametrenin en yüksek elde edildiği motor elemanı % 36.39’la yanma odası olarak bulunmuştur. Diğer elemanların ürün ekserji faktörleri, sırasıyla HPT % 17.43, HPC % 16.78, LPT %

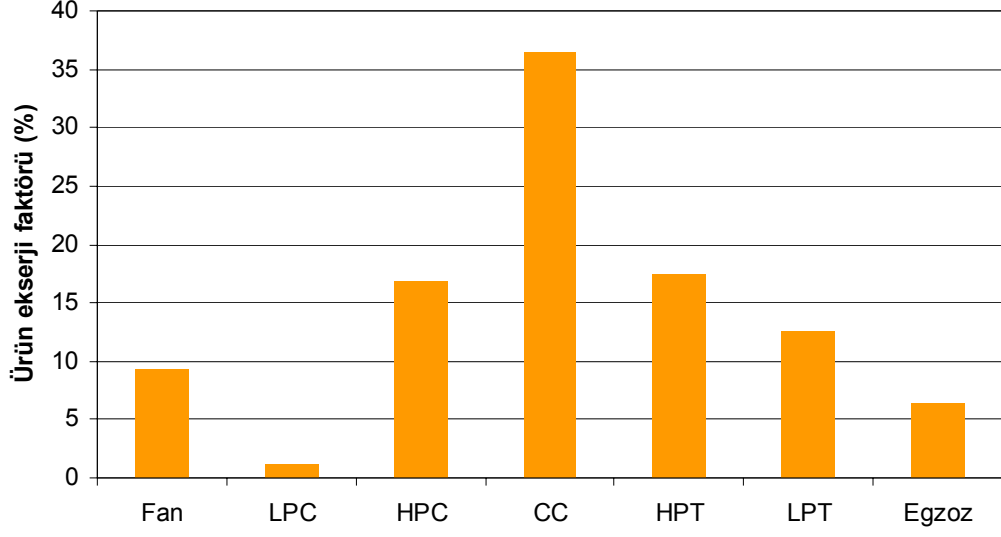


Şekil 2.20. Motor elemanlarının yakıt ekserji faktörleri

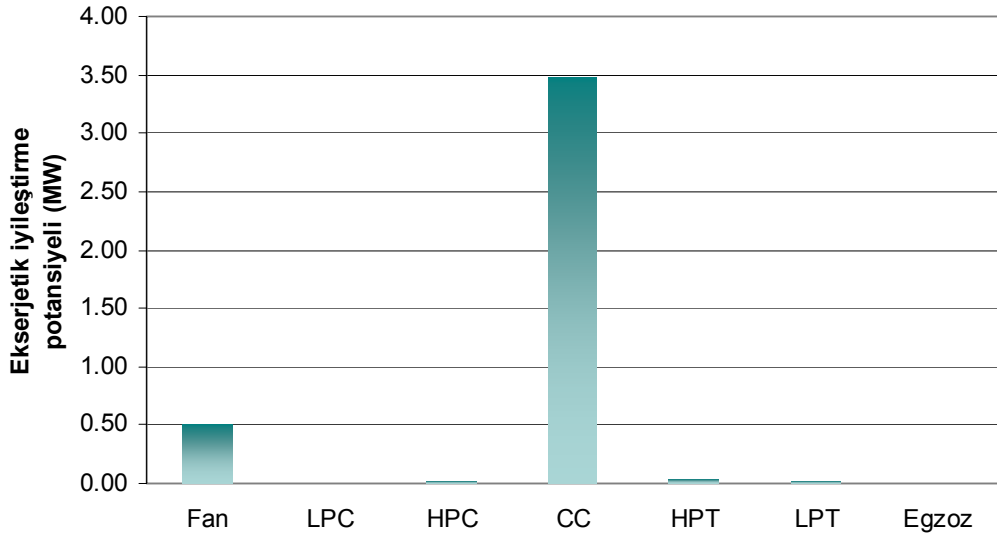
12.58, fan % 9.27, egzoz % 6.34 ve LPC % 1.21 şeklinde hesaplanmıştır. Motor elemanlarının ürün ekserji faktörleri Şekil 2.21’de görülmektedir. Yanma odasını ikinci sırada % 2.11 değeriyle fan izlemektedir. HPC, HPT ve LPT elemanlarının oldukça düşük verimlilik kayıplarına sahip olduğu gözlenmiştir.

2.3.6.7. Ekserjetik iyileştirme potansiyeli

Şekil 2.22’de görüldüğü gibi iyileştirme potansiyeli olan elemanlar 3.48 MW ile yanma odası ve 0.51 MW ile fan olarak bulunmuştur. Bununla birlikte yanma odasında meydana gelen ekserji yıkımının büyük bir oranı yanma işlemindeki tersinmezliklerden kaynaklanmaktadır. Bu durumda iyileştirme potansiyeli bakımından elde edilen bu yüksek oranın günümüzdeki yanma odası tipleri ve teknolojileri düşünüldüğünde çok gerçekçi bir değer olduğu düşünülmemektedir.



Şekil 2. 21. Motor elemanlarının ürün ekserji faktörleri



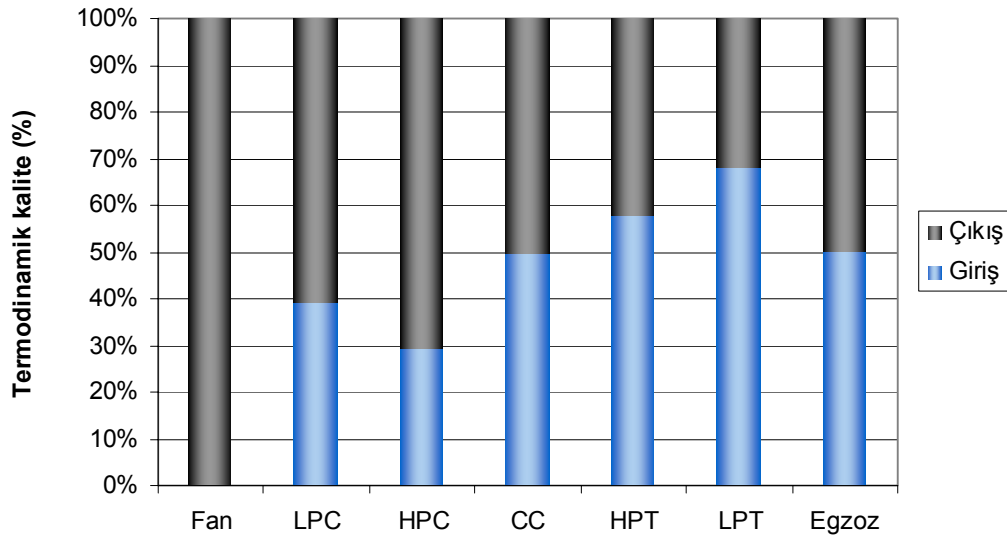
Şekil 2. 22. Ekserjetik iyileştirme potansiyeli (IP)

2.3.6.8. Termodinamik kalite

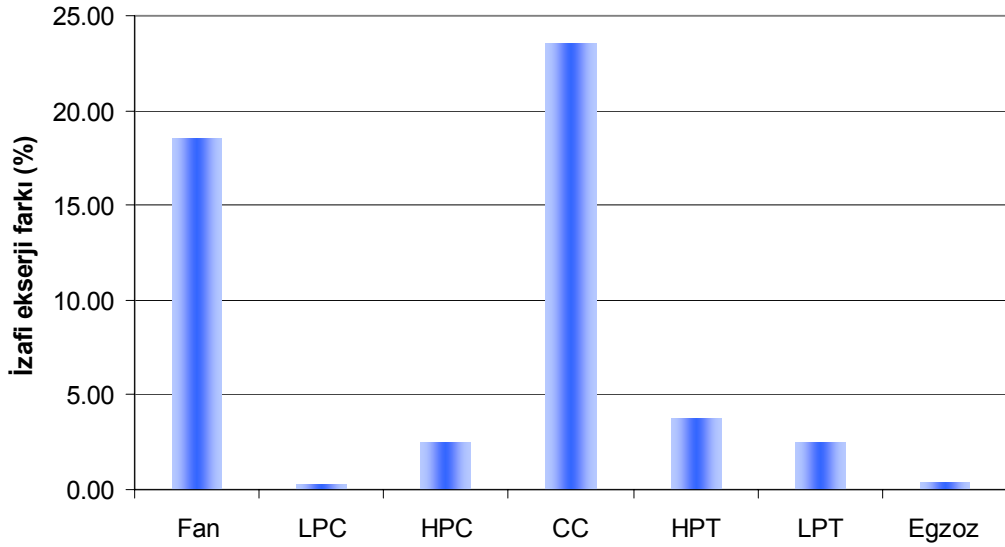
Yapılan hesaplamalar sonunda girişlerde termodinamik kalitenin en yüksek olduğu elemanlar sırasıyla % 63.26 ve % 63.12 ile HPT ve yanma odası olarak bulunmuş, diğer ünitelerin termodinamik kaliteleri ise % 45.87 LPT ile % 21.85, % 21.57 ve % 14.10 ile HPC, egzoz ve LPC şeklinde hesaplanmıştır. Çıkışlarda ise sıralama; % 63.26, % 52.53 ve % 45.87 ile yanma odası, HPC ve HPT ile % 21.85, % 21.57 ve % 21.54 ile LPC, LPT ve egzoz şeklindedir. Son olarak fan çıkışındaki termodinamik kalite % 14.10 olarak bulunmuştur. Şekil 2.23'te motor elemanlarının giriş ve çıkışındaki termodinamik kalitenin değerlerinin büyüklükleri görülmektedir. Buna göre kompresörlerde çıkıştaki termodinamik kalite giriştekine göre daha yüksek bulunmuş ve türbinlerde ise bunun tam tersi durumun meydana geldiği gözlenmiştir. Yanma odası ve egzozda ise giriş ve çıkışlarda hemen hemen birbirine eşit termodinamik kalite ile karşılaşılmıştır.

2.3.6.9. İzafi ekserji farkı

Yapılan hesaplamalar sonucunda izafi ekserji farkı en yüksek, % 23.58 ve %18.52 oranlarıyla iyileştirme potansiyelinde olduğu gibi yanma odası ve fanda



Şekil 2. 23. Motor elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki termodinamik kalite değerleri



Şekil 2. 24 İzafi ekserji farkı

meydana gelmiştir. HPT, LPT ve HPC; % 3.75, % 2.56 ve % 2.47 değerleriyle oldukça düşük seviyelerde bulunmuştur (Şekil 2.24)

Elde edilen bu sonuçların kısmen ekserji yıkımları ile doğru orantılı olduğu söylenebilir. Ancak HPC ve LPT’de farklı bir durum ortaya çıkmıştır. HPC’nin ekserji yıkımı daha fazla olmasına rağmen izafi ekserji farkı daha düşük bulunmuştur. Bu da izafi ekserji oranının ekserji yıkımının yanında yakıt ekserjisinin büyüklüğüne de bağlı olduğunun bir göstergesidir.

2.3.7. Motorun toplam verimi

Ekserji verimi daha önce alınan işin kullanılabilir işe oranı olarak tanımlanmıştır. Uçak motorlarında alınan iş itkidir. Literatürde itkinin güç cinsinden hesaplanması için iki farklı yöntem bulunmaktadır. Bununla birlikte bu yöntemler için egzoz çıkış hız değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu motorla ilgili hız değerlerinin olmaması nedeniyle, bu hız değerleri farklı bir yoldan aşağıdaki gibi bulunmuştur.

Temel itki denklemi;

$$F = \dot{m}(V_{\zeta} - V_g) \quad (2.73)$$

şeklinde gösterilir. Denklem (2.73)'de yer alan V_{ζ} ve V_g terimleri sırasıyla egzoz çıkış hızı ve motor giriş hızını göstermektedir. Burada motor giriş hızı aynı zamanda uçuş hızı olarak kullanılabilir. Bu durumda 10,600 m irtifada 0.8 M'da seyreden bir uçağın hızı;

$$\begin{aligned} V_g &= 0.8 \times 300 \text{ (m/s)} \\ &= 240 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (2.74)$$

olarak bulunur. Denklem (2.74) kullanılan 300 m/s değeri, ses hızının söz konusu irtifadaki değeridir. Denklem (2.73)'e geri dönüldüğünde itki, fan (36.03 kN) ve egzoz (12.02 kN) itkisi olarak iki kısma ayrılır ve kütleli debiler;

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= 231.545 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_{egz} &= 53.910 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (2.75)$$

olarak alınırsa, Denklem (2.73) kullanılarak, egzoz ve fan lülelerindeki gaz çıkış hızı;

$$\begin{aligned} V_{f,\zeta} &= 240.156 \text{ m/s} \\ V_{egz,\zeta} &= 240.223 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (2.76)$$

şeklinde bulunur. Bu noktada ekserji veriminin bulunmasında birinci yol için kuvvet cinsinden yazılan itkinin güç birimine dönüştürülmesi gerekmektedir. Bunun için;

$$\begin{aligned} T_f &= V_g (F_f) \\ T_{egz} &= V_g (F_{egz}) \end{aligned} \quad (2.77)$$

denklemleri kullanılarak;

$$\dot{T}_f = 8647.2 \text{ kW} = 8.647 \text{ MW} \quad (2.78)$$

ve

$$\dot{T}_{egz} = 2888.4 \text{ kW} = 2.888 \text{ MW} \quad (2.79)$$

değerleri bulunur. Elde edilen itki değerleri ile ekserji verimi;

$$\begin{aligned} \varepsilon_f &= \frac{8.647}{9.92 + 6.667} = 0.5213 = \% 52.13 \\ \varepsilon_{egz} &= \frac{2.888}{8.33 + 1.555} = 0.2922 = \% 29.22 \end{aligned} \quad (2.80)$$

olarak hesaplanır. Denklem (2.80)'deki payda değerleri sırasıyla fan çıkışı ile LPC girişi arasındaki toplam ekserji farkı ile egzoz çıkışı ekserji değerleridir.

İkinci yol ise itkiyi kinetik ekserji olarak tanımlamaktır. Bu durumda fan ve egzoz itkisinin kinetik ekserji eşdeğerleri;

$$\begin{aligned} \dot{E}x_f^{KE} &= \frac{(240.156 \text{ m/s})^2}{2 \times 1000 \text{ J/kJ}} \times 231.545 \text{ kg/s} \times \frac{\text{MW}}{1000 \text{ kW}} = 6.677 \text{ MW} \\ \dot{E}x_{egz}^{KE} &= \frac{(240.223 \text{ m/s})^2}{2 \times 1000 \text{ J/kJ}} \times 53.590 \text{ kg/s} \times \frac{\text{MW}}{1000 \text{ kW}} = 1.555 \text{ MW} \end{aligned} \quad (2.81)$$

şeklinde bulunur. Bu değerler daha sonra ekserji verimi bağıntısında kullanılarak;

$$\begin{aligned} \varepsilon_f &= \frac{6.677}{9.92 + 6.677} = 0.4019 = \% 40.19 \\ \varepsilon_{egz} &= \frac{1.555}{8.33 + 1.555} = 0.1568 = \% 15.68 \end{aligned} \quad (2.82)$$

2.3.8. Ekserji analizi değerlendirmesi

CF6-80 turbofan motoru için yapılan ekserji analizi sonucunda sistemi oluşturan yedi elemana ait ekserji verimi ve ekserji yıkımı değerlerinin yanında diğer ekserji analiz parametreleri hesaplanmıştır. Ekserji verimlerinin özellikle kompresör ve türbinler için oldukça yüksek çıkarken, yanma odası ve fan için izafi olarak daha düşük çıktığı gözlenmiştir.

Motorun toplam ekserji verimini bulmak için iki yol uygulanmıştır. Birinci yol için öncelikle motorun itki kuvvetinin g birimine dönüştürülmesi gerekmiş, bunun için de itki kuvvet değeri uçuş hızı ya da kontrol hacmi giriş hızı olan 240 m/s (0.8 M - 10670 m irtifada) hızla çarpılmıştır. Böylece itkinin g değeri fan ve egzoz için sırasıyla 8.65 MW ile 2.88 MW şeklinde bulunmuştur. Egzoz ve fan lüleleri çıkışlarındaki toplam ekserji, fiziksel ve kimyasal ekserjiler ile (fan lülesi için 9.92 MW ve egzoz lülesi için 8.33 MW) kinetik ekserjinin (fan lülesi için 6.677 MW ve egzoz lülesi için 1.555 MW) toplamı olarak hesaplanmıştır. Böylece fan ve egzoz itkilerinin ayrı ayrı ekserji verimleri, bu noktalardaki itkinin aynı noktalardaki toplam ekserjiye oranı şeklinde bulunmuştur.

İkinci yolla bulunan itki değerinin daha tutarlı olduğu düşünülmektedir. Bunun nedeni sadece verim ifadesinin birinci yola göre daha düşük ama genel ekserji verim seviyelerine daha yakın çıkmış olması değil, ancak bu yolla hem payda hem de paydada ekserjetik ifadelerin yer almış olmasıdır. Dolayısıyla birinci yolla bulunan sonuçlarda termodinamiğin ikinci yasanı ve bu yasanın gerektirdiği koşulların bulunmayışı, verimin daha yüksek çıkmış olmasının en büyük nedenidir. Buradan elde edilebilecek bir başka sonuç da, kuvvet olarak bulunan itki değerinin birinci yönteme göre yapılan g çevrimlerinde çoğunlukla doğru sonuçlara ulaşılamayacağıdır.

İkinci yol kullanılarak yapılan hesaplamalar, Denklem (2.82)'da elde edilen değerlere göre fan lülesindeki ekserji veriminin egzoz lülesindeki ekserji veriminden nerdeyse 1.6 kat daha fazla olduğunu ortaya çıkarmıştır. Bu sonuç da turbofan motorlarının turbojetlere göre çok daha iyi verimlerde çalıştıklarını ekserjetik açıdan göstermiş olmaktadır. Ekserji verimi daha iyi olan fanın, bir

sonraki bölümde ekserjoekonomik açıdan da egzoz lülesine göre daha verimli olduğu bulunacaktır.

2.4. Ekserjoekonomik Analiz

2.4.1. Ekonomik analize giriş

Bir sistemin ürün oluşum sürecini ve bu süreç sonunda ortaya çıkacak olan ürün hacmini belirleyen en önemli faktörlerden biri maliyetlerdir. Maliyet, bir ürünün (veya herhangi bir hizmetin, malzemenin, donanımın vb.) elde edilmesi veya üretilmesi için ödenen her türlü kaynak olarak tarif edilebilir.

Maliyetler; *sabit* ve *değişken* maliyetler olmak üzere iki kısımda incelenebilirler. Sabit maliyetler, sistemin (tesis, araç) ilk yatırım ve kurulumu için yapılan harcamalar ile vergiler, sigortalar, amortisman bedeli (*depreciation*) vb. diğer maliyetler şeklinde yazılabilir. Bunun yanında bakım masrafları da (programlı bakım) zaman zaman bu kategori içinde yer alabilir. Sabit maliyetlerin üretim miktarı üzerinde çok ciddi bir etkisi bulunmamaktadır. İkinci maliyet türü olan *değişken* maliyetler ise yakıt, çalışanların ücretleri, kaynaklar, hammadde, enerji ve *eskalasyon* şeklinde listelenebilir. *Değişken* maliyetlerin üretim hacmi üzerinde doğrudan etkisi bulunmaktadır.

Bir sistemin ekonomik analizinde ilk adım genelde toplam ilk yatırım maliyetlerinin belirlenmesidir. Ancak, yakıt ve işletme-bakım gibi *değişken* maliyetlerden farklı olarak ilk yatırım maliyetleri, sistemin çalışma ömrü boyunca bir defa olmak üzere yapılan harcama türüdür. Bu nedenle sürekli yapılan harcamalar ile bir defa yapılan harcamaları aynı tür altında toplayabilmek için bir takım farklı düzenlemeler gerekmektedir.

2.4.1.1. Paranın zaman değeri

Şimdiki zamanda sahip olunan belirli bir miktarda para, bir süre sonra (bir yıl) sahip olunacak aynı miktarda paradan çok daha değerlidir çünkü şimdiki zamandaki para yatırıma dönüştürülebilmektedir. Bu nedenle belli bir proje

çerçevesinde, paranın zaman içinde yapacağı veya yapmış olduğu hareketler önem taşımaktadır. Bu hareketlerin etkileri aşağıda açıklanan bazı yöntemlerin kullanılmasıyla değerlendirilebilmektedir.

2.4.1.2. Paranın gelecekteki değeri (F)

P miktarda bir para, n periyot için, i bileşik faiziyle bir hesaba yatırıldığında, yatırılan paranın gelecekteki (n zaman sonra) değeri (F);

$$F = P(1+i)^n \quad (2.83)$$

denklemleriyle hesaplanabilmektedir. Denklem (2.83)'de kullanılan i ve n terimleri sırasıyla faiz oranı ve zamanı göstermektedir.

2.4.1.3. Bileşik faiz frekansı

Mühendislik sistemlerinin ekonomik analizlerinde zaman birimi olarak genellikle yıl kullanılır. Ancak eğer bileşik faiz bir yıl içerisinde p defa gerçekleşiyorsa F ;

$$F = P \left(1 + \frac{i}{p} \right)^{np} \quad (2.84)$$

şeklinde hesaplanır. Burada np periyot sayısı ve i/p periyot başına faiz oranını göstermektedir. Bu Denklemden kullanılan i terimi nominal faiz oranıdır. Bileşik faizin bir yıl içinde p defa yapılmak yerine bir yıl içinde bir defa yapıldığı yıllık faiz oranı da efektif faiz oranı şeklinde isim alır. Nominal faiz oranından daha yüksek olan efektif faiz oranı;

$$i_{eff} = \left(1 + \frac{i}{p} \right)^p - 1 \quad (2.85)$$

bağıntısıyla bulunur. (2.84) ve (2.85) Denklemleri birleştirildiğinde, paranın gelecekteki değeri;

$$F = P(1 + i_{eff})^n \quad (2.86)$$

şeklinde ifade edilir.

2.4.1.4. Paranın şimdiki değeri (P)

Gelecek zaman içinde belirli dönemlerde yapılacak olan harcamalar ve kazanılacak olan gelirlerin şimdiki zamandaki değerlerinin bilinmesine ekonomik analizlerde sıklıkla gereksinim duyulur. Gelecekteki belli bir miktar para, belirli bir faiz oranıyla ulaşılabilecek paranın şimdiki değeri olarak tanımlanır (P) ve;

$$P = F \frac{1}{(1 + i_{eff})^n} \quad (2.87)$$

ifadesiyle gösterilir. Gelecek değerle şimdiki değer arasındaki fark ‘*discount*’ olarak tanımlandığından i_{eff} , efektif *discount* oranı olarak ifade edilir.

2.4.1.5. Yıllık ödemeler (*Annuity*)

Eşit zaman aralıklarında meydana gelen eşit para hareketleri olarak tanımlanır. Genelde kullanılan zaman aralığı bir yıldır. Kredi, sigorta ve yakıt ödemeleri, çalışan ücretleri, gelirler, şeklinde örnekleri verilebilen annuity (*A*);

$$F = A \frac{(1 + i_{eff})^n - 1}{i_{eff}} \quad (2.88)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir.

2.4.1.6. İlk yatırım iyileştirme faktörü (*Capital Recovery Factor – CRF*)

Bir yıllık ödemenin şimdiki değeri, belli bir dönem sonundaki yıllık ödeme toplamının, efektif faiz oranıyla yıllık ödeme başlangıcında yatırılmış olması durumundaki parasal değeri olarak ifade edilir ve;

$$\frac{P}{A} = \frac{(1+i_{eff})^n - 1}{i_{eff} (1+i_{eff})^n} \quad (2.89)$$

şeklinde gösterilir. Denklem (2.89)'nin sağ tarafı, şimdiki değer faktörünün uniform serisi olarak tanımlanır. Bu değer tersi de ilk yatırım iyileştirme faktörü (CRF);

$$CRF = \frac{A}{P} = \frac{i_{eff} (1+i_{eff})^n}{(1+i_{eff})^n - 1} \quad (2.90)$$

olarak ifade edilir. CRF, şimdiki değeri P olan, n tane para hareketindeki birbirine eşit yıllık ödemelerin saptanmasında kullanılır.

2.4.1.7. Enflasyon

Enflasyon, bir mal ya da hizmetin kalitesinde herhangi bir artış olmadan (ya da aynı oranda bir artışın olmadığı), aynı mal ya da hizmetin parasal değerindeki artıştır. Enflasyon meydana geldiğinde, maliyetler sürekli değişir.

2.4.1.8. Eskalasyon (*Escalation*)

Herhangi bir harcamada, zaman içerisinde çeşitli nedenlerden (kaynakların tükenmesi, azalması, teknolojik gelişim, talep artışı-azalışı) dolayı görülen değişimdir. Gerçek escalation değeri, (r_r) enflasyondan bağımsızken,

maliyetlerdeki yıllık değişim miktarı olan nominal (görünen) escalation değeri (r_n) hem gerçek escalation değerinden hem de enflasyondan etkilenmektedir.

2.4.1.9. Seviyelendirme (Levelization)

Herhangi bir harcamaya n yıl boyunca maliyet eskalasyonu uygulandığında, herhangi bir yıla uygulanan eskalasyonun bir önceki yıldaki eskalasyondan $(1+r_n)$ kat daha fazla olacağı uniform olmayan bir seri elde edilir (rn burada sabit değişim miktarı, yani nominal eskalasyon değeridir). Bu da harcamaların geometrik bir seride olması şeklinde sonuçlanmaktadır. Sabit eskalasyon seviyelendirme faktörü (CELF – Constant-Escalation Levelization Factor) olarak bilinen kavram, ilk yılın başındaki harcama miktarı (P_0) ile artık seviyelendirilmiş değer olarak kabul edilen eşit bir yıllık ödeme arasındaki ilişkiyi ifade etmekte kullanılmaktadır. Hem efektif faiz oranı i_{eff} 'ye, hem de nominal eskalasyon değeri r_n 'e bağlı olan CELF;

$$k = \frac{1+r_n}{1+i_{eff}}$$

olmak üzere,

$$\frac{A}{P_0} = CELF = \frac{k(1-k^n)}{1-k} CRF \quad (2.91)$$

şeklinde hesaplanır.

2.4.2. Ekserjoekonomi

Sistemlerin ekserji analizlerinde ulaşılan ekserji kayıp değerlerinin nitelikleri her sistem için aynı değildir. Aynı sistem içerisinde bile, süreç ilerledikçe ekserjinin özgül ekonomik değeri artar [46]. Diğer bir deyişle, ürün tarafındaki ekserji maliyeti yakıt tarafındaki ekserji maliyetinden daha yüksektir.

Bu da sürecin ürün tarafında meydana gelen kayıpların yakıt tarafındaki kayıplara göre çok daha maliyetli olduğunu ve dolayısıyla ekserji kayıplarının nitelik anlamında aynı olmadığını göstermektedir.

Tüm doğal kaynakların ekonomik anlamda bir maliyetleri vardır. Üretim ne kadar tersinmez olursa o kadar çok doğal kaynak tüketimi meydana gelecek ve bu da maliyetleri artıracaktır [47]. Daha çok bilinen ismiyle termoekonomi, ürünün pazardaki satış fiyatına bakmadan toplam maliyetin en aza indirilmesini sağlamak üzere kullanılan bir araçtır [48].

Termoekonomik yöntemler iki temel grup altında sınıflandırılabilir:

a) Maliyet hesaplama yöntemleri – Fiziksel bir takım kriterlere göre çoklu ürün sağlayan bir sistemin gerçek maliyet değerlendirilmesinin yapılması ya da farklı tasarım ve çalıştırma şekli alternatiflerinin değerlendirilmesidir. Bu yöntemde ortalama maliyetler kullanılmaktadır. Ortalama maliyetler, birim ürün başına harcanan ortalama kaynak miktarı olarak tanımlanmaktadır.

b) Optimizasyon yöntemleri – Bir sistem ya da elemanın maliyetini minimize etmek için marjinal maliyetler kullanılır. Marjinal maliyetler, belirli şartlar altında bir birim ürün daha üretmek için gerekli ilave kaynaklar olarak ifade edilmektedir [47]. Üretimin optimizasyonu için iki yöntemden söz edilebilir. Bunlardan birincisi üretim maliyetlerinin minimizasyonu yöntemi, diğer ise ekserji kayıplarının maliyetlerinin minimizasyonu yöntemi şeklinde ifade edilebilir. Birincisine göre ikinci yöntemin uygulanışı, sürecin hem gerçek hem de ideal şartlar altındaki maliyetlerinin karşılaştırılmasının temel alınması gerekliliğinden dolayı daha zordur [46].

Bu noktada ekserji ve parasal maliyetten söz etmek gerekmektedir. Ekserji maliyeti (birim ekserji maliyeti), bir sistemin bir birim ekserji üretebilmesi için harcaması gereken ekserji miktarıdır (e.g., bir otomobil motorunun bir birim ekserji üretebilmesi için üç birim yakıt kullanması gibi). Parasal maliyet (monetary cost) ise hesaplamalara harcanan yakıtın ekonomik maliyetiyle birlikte sistemin kurulum ve işletim maliyetlerini de katarak, kütle veya enerji akışının sağlanması için gerekli para miktarı olarak ifade edilir [47].

2.4.2.1. Termoekonomi ve ekserjoekonomi

Bir sistemin termodinamik özelliklerinin ekonomik eşdeğerlerinin bilinmesi, ürün ve yakıtların gerçek maliyetlerinin belirlenmesinin yanı sıra araştırma ve geliştirme çalışmaları için de yeterli düzeyde bilgi edinimine olanak sağlamaktadır. Amaç minimum maliyette ürün sağlamaktır. Bu anlamda termoekonomi ve ekserjoekonomi kavramları, birçok akademik ve mühendislik projesinin karar verme sürecinde büyük öneme sahiptirler. Literatüre bakıldığında yapılmış çok sayıda çalışmada bu iki kavramın genellikle eşanlamlı olarak kullanıldığı görülmektedir. Bununla birlikte [49] referansı aşağıdaki şekilde açıklanan bir ayrım olduğuna dikkat çekmiştir:

“Termoekonomi ve ekserjoekonomi arasındaki fark, parasal üretim faktörleri ile ilişkilerden ileri gelmektedir: Termoekonomi, ekserji cinsinden parasal üretim maliyet optimizasyonunu dikkate alırken, ekserjoekonomi parasal harcamaları eşdeğer ekserji akımlarına dönüştürmekte ve sadece ekserji akımları ile çalışan bir optimizasyon uygulamaktadır.”

Bu iki kavram arasında bir farkın olup olmadığı, ya da varsa bu farkın nasıl belirlendiği henüz kesinlik kazanmış bir konu olmadığı için bu tez içerisinde ne böyle bir ayrım ne de herhangi bir eşanlamlılık söz konusu değildir.

Ekonomik analizle ekserji analizini birlikte kullanarak sistemlerin gerçek ürün maliyetlerinin belirlenmesini sağlayan ekserjoekonomi, sistem ve proje yöneticileri, mühendisler ve araştırma-geliştirme çalışanları için kullanışlı ve yararlı bir araçtır. Ekserjoekonomi; ekserjinin, ısı sistemini çevresiyle olan etkileşimi ve içerisindeki verimsizlik kaynaklarının maliyetlerinin elde edilmesi için kullanılacak tek gerçek temel olduğunu kabul etmektedir. Sistemlerin ilk yatırım maliyetleri, işletme ve bakım giderleri, vergiler, sigortalar, amortismanlarla birlikte çalışanların maliyetleri, yakıt veya hammadde, enerji ihtiyaçları gibi birçok gider sistemin belirlenmiş bir hizmet ömrü çerçevesinde değerlendirilerek ürünlerin (madde veya enerji akışı) \$ bazında maliyetleri elde

edilmiş olur. Örneğin bir elektrik santralinde bu değer cent/kWh iken bir uçak motorunda \$/kN şeklinde olacaktır.

Ekserjoekonomik analizde, sistem içindeki tüm elemanların giriş ve çıkışlarındaki ekserjilerinin maliyetleri belirlenmektedir. Elde edilen değerler ve yardımcı denklemlerle birlikte amaç fonksiyonu olan ürün maliyeti ortaya çıkmaktadır.

Sistem içerisindeki madde ve enerji akışlarının maliyetleri, her sistem elemanı için ayrı ayrı yazılan maliyet dengesi ve ilave maliyet denklemleri yardımıyla hesaplanır.

Bir elemanın girişindeki ekserji maliyetinin bilindiği varsayıldığında, aynı elemanın çıkışında birden fazla çıkan ekserji akışı varsa, maliyet dengesi, çıkıştaki ekserji akışının maliyetini hesaplamak için tek başına yeterli gelmemektedir. Bu durumda çıkan ekserji akışının sayısının bir eksiği kadar ilave denklemlere ihtiyaç duyulur. İlave denklemlerin belirlenmesi için literatürde bir takım yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bu yaklaşımlar genel olarak iki grup altında toplanabilir. Bu gruplardan ilki; ürün akışlarının maliyetlendirilmesi, elemanların ve sistemlerin ve enerji sistemlerinin tekrar eden optimizasyonlarının değerlendirilmesini hedefleyen ekserjoekonomik hesaplama yöntemleridir. İkincisi ise, tüm sistemin optimizasyonu ve marjinal maliyetlerin hesaplanmasını hedefleyen Lagrangian temelli yaklaşımlar şeklinde ifade edilmektedir.

Termoekonomik ya da ekserjoekonomik analiz için literatürde kullanılan belli sayıda model bulunmaktadır. Bu modeller,

- Ekserji Ekonomik Yaklaşım (Exergy Economics Approach - EEA)
- İlk Ekserjoekonomik Yaklaşım (First Exergoeconomic Approach - FEA)
- Ekserjetik Maliyet Teorisi (Exergetic Cost Theory - ECT)
- Termoekonomik Fonksiyonel Analiz (Thermoeconomic Functional Analysis - TFA)
- Mühendislik Fonksiyonel Analiz (Engineering Functional Analysis - EFA)
- Last-In-First-Out Yaklaşımı (Last-In-First-Out Approach - LIFOA)

☑ Yapısal Analiz Yaklaşımı (Structural Analysis Approach - SAA)

şeklinde listelenebilir [50]. Bunların yanında MOPSA (Modified Productive Structure Analysis) ve SPECOC (Specific Exergy Costing) yaklaşımlarının çoğunluğu kojenerasyon tesislerinin ekserjoekonomik analizleri olmak üzere birçok yayında sıklıkla kullanılmaları nedeniyle bu tezde bu iki modelden birinin kullanılması uygun görülmüştür.

2.4.2.2. MOPSA yaklaşımı

Kwak ve ark. [51] tarafından geliştirilen bu yaklaşım, ekserji akışını ısı ve mekanik olarak ikiye ayırarak kullanmaktadır. Fiziksel ekserji ideal gaz kabulüyle;

$$\begin{aligned} ex &= h - h_0 - T_0(s - s_0) \\ &= c_p(T - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0} \right) \end{aligned} \quad (2.92)$$

$$= c_p T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + R T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (2.93)$$

şekline dönüştürülebilir. Denklem (2.93)'de ilk terim ekserjinin ısı bileşenini tanımlarken, ikinci terim basınç bileşenini gösterir. Bu şekilde ayrı ayrı hesaplanan sıcaklık ve mekanik ekserjilerle birlikte bir kojenerasyon tesisi için ekonomik denge denklemleri aşağıdaki gibi kullanılır:

$$\begin{aligned} &c_f \dot{E}x^{CE} + c_{BQ} \left(\sum_i \dot{E}x_k^{BQ} - \sum_e \dot{E}x_k^{BQ} \right) + c_T \left(\sum_i \dot{E}x_k^T - \sum_e \dot{E}x_k^T \right) \\ &+ c_P \left(\sum_i \dot{E}x_k^P - \sum_e \dot{E}x_k^P \right) + c_s T_0 \left(\sum_i \dot{s}_k - \sum_e \dot{s}_k + \dot{Q}_{cv} / T_0 \right) + \dot{Z}_k = c_w \dot{E}^W \end{aligned} \quad (2.94)$$

Denklem (2.94)'de yer alan terimlerden CE, BQ, T ve P üst indisleri sırasıyla yakıtın kimyasal ekserjisi, ısı ekserjisi ile sıcaklık ve basınç ekserjilerini tanımlarken, \dot{Q}_{cv} kontrol hacmi ile çevresi arasındaki ısı alışverişini göstermektedir. Her bir sistem elemanı için ayrı ayrı elde edilen ekserjoekonomik denge bağıntılarından oluşan Denklem sisteminin çözümü ile birlikte ürün ve yakıtlara ait maliyetler elde edilmiş olur.

2.4.2.3. SPECO yaklaşımı

SPECO yaklaşımı Lazzaretto ve Tsatsaronis [50] tarafından geliştirilmiş bir ekserjoekonomik analiz yöntemidir. Üç adımdan oluşur:

- 1) Sistem içerisindeki tüm elemanlara ait giriş ve çıkış ekserji değerlerinin belirlenmesi,
- 2) Yakıt ve ürün olarak ifade edilen ekserji akışlarının her bir sistem için ayrı ayrı hesaplanması,
- 3) Bulunan ekserji değerlerine maliyetlerin atanması.

İlk iki adım, ekserjoekonomik modele bağlı olmak üzere (ısıl veya mekanik ekserji olarak ayrı ayrı ya da fiziksel ekserji olarak) bir ekserji analizi ile hesaplanmalıdır. Ekserji analizi tamamlandıktan sonra üçüncü adım olan maliyetlerin atanması işlemine geçilir. Sisteme giren ve çıkan madde/enerji akışlarıyla, ısı ve işle ilgili olan ekserji değerleri;

$$\dot{C}_g = c_g \dot{E}x_g \quad (2.95)$$

$$\dot{C}_\zeta = c_\zeta \dot{E}x_\zeta \quad (2.96)$$

$$\dot{C}_w = c_w W \quad (2.97)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}x_q \quad (2.98)$$

şeklinde maliyet akımlarına dönüştürülmektedir. Denklem (2.95) ve (2.98) arasındaki bağıntılarda c_g , c_ζ , c_w ve c_q parametreleri $\$/GJ$ olarak, ilişkili

buldukları ekserji akışlarının ortalama maliyetlerini gösterirken, \dot{C}_g , \dot{C}_ζ , \dot{C}_w , ve \dot{C}_q terimleri ise $\$/h$ cinsinden ait oldukları ekserji akışlarının maliyet akımlarını göstermektedir.

2.4.2.4. Maliyet dengesi

Ekserji maliyetlendirmesi genellikle her bir eleman için ayrı ayrı çıkarılan maliyet dengesi denklemleri ile hesaplanır. Herhangi bir sistem elemanına uygulanan maliyet dengesi; çıkan tüm ekserji akışlarının, giren ekserji akışlarıyla ilk yatırım, işletme ve bakım maliyetlerinin toplamına eşit olduğunu gösterir. Örneğin ısı enerjisi alıp iş üreten bir eleman için maliyet dengesi, maliyet akışları cinsinden:

$$\sum_{\zeta} \dot{C}_{\zeta,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_g \dot{C}_{g,k} + \dot{Z}_k \quad (2.99)$$

şeklinde ifade edilir. Denklem (2.99), çıkan ekserjilerin toplam maliyetinin, bunların elde edilmesi için yapılan toplam harcamalara eşit olduğunu ifade eder. Eğer kompresör ve pompalarda olduğu gibi elemana bir iş girişi bulunuyorsa, eşitliğin sol tarafında bulunan $C_{w,k}$ sağ tarafa gene aynı pozitif işaretle geçer. Aynı şekilde sistemden bir ısı transferi mevcutsa, bu durumda da sağdaki $C_{q,k}$ terimi sola gene aynı işaretle geçer. Maliyet dengesi genellikle tüm terimler pozitif olacak şekilde yazılır.

Denklem (2.95)-(2.98)'deki maliyet oranı ifadeleri kullanılarak Denklem (2.99) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\sum_{\zeta} (c_{\zeta,k} \dot{E}x_{\zeta})_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}x_{q,k} + \sum_g (c_{g,k} \dot{E}x_g)_k + \dot{Z}_k \quad (2.100)$$

Denklem (2.100)'daki değişkenler, 'k'nıncı elemanla ilgili ekserji akışının birim ekserji başına seviyelendirilmiş maliyetleridir ($c_{\zeta,k}$, $c_{w,k}$, $c_{q,k}$ ve $c_{g,k}$). Bir sistemin analizinde, her bir elemanın giren akışları için birim ekserji başına maliyetinin bilindiği varsayılır. Bu maliyetler ya bir önceki elemandan

çıkışlarından ya da tüm elemanların içinde bulunduğu toplam sistem için bu akışa ödenen para olarak bilinirler. Buna göre maliyet dengesi Denklemiyle ile hesaplanacak 'k'nıncı elemanın bilinmeyen değerleri, çıkan akışın birim ekserji başına maliyeti ile, eğer elemanın iş ve ısı üretimi de mevcutsa, iş ve ısı transferi ile üretilen birim ekserji başına maliyetler şeklinde, ($c_{w,k}$, $c_{q,k}$) yazılabilir. Bununla birlikte bu maliyetlerin hesabında belli durumlarda yardımcı denklemlerin kullanılması da gerekmektedir.

2.4.2.5. F ve P kuralları

Yukarıda sistem elemanı çıkışında, ürün ekserji akışı anlamında birden fazla akış olduğunda, maliyet dengesi denkleminin tek başına yeterli gelmediği, bunun için ayrı denklemlere gereksinim olduğu belirtilmişti. Yeterli denklem sayısına ulaşmak için literatürde F ve P kuralı ismi ile bilinen iki yöntem kullanılmaktadır.

Bu yöntemlerden F kuralı, bir sistem elemanının giriş ve çıkışındaki ekserji farkı yakıt olarak değerlendirildiğinde; herhangi bir amaçla kullanılmak üzere alınan bu ekserjinin maliyetinin, bu fark ekserjinin alındığı, elemanın girişindeki ekserji değeri ile aynı olduğunu ifade eder. Bu yolla her bir çıkan ekserji akışı için bir ilave denklem elde edilir.

P kuralı ise, ilgili sistem elemanının içindeki bir ekserji akışına ayrıca bir ekserji eklenmesi durumuyla bağlantılıdır. P kuralı, sistem elemanı içinde ürün olarak tanımlanan akışlara eklenecek her ekserji akışının aynı ortalama maliyette (c_p) olduğunu kabul eder. Bu da ürün akış sayısının bir eksiği kadar ilave denklem üretimi sağlar.

Bu durumda çıkanlar hanesindeki toplam ekserji akış sayısı, F ve P gruplarına ait çıkan ekserji akışlarının toplamına eşit olur. F ve P kuralı, birlikte ihtiyaç duyulan N_e-1 adet denklemin ortaya çıkarılmasını sağlar (N_e toplam çıkan ekserji akışı sayısı) [50].

Lazzaretto ve Tsatsaronis (2005) tarafından yapılan bir çalışmayla, bir kojenerasyon tesisinde üretilen elektrik ve ısı enerjisinin maliyeti SPECO ve MOPSA yöntemleri kullanılarak hesaplanmıştır [51]. Bu iki yöntemle elde edilen sonuçlar arasında % 8.4'lük bir fark olduğu görülmüştür. Değişik uygulama

alanlarında değişik sonuçlar alınması mümkündür. Bununla birlikte bu tezde ekserjoekonomik model olarak SPECO'nun kullanımı uygun görülmüştür. Bunun nedeni, fiziksel ekserjinin ısı ve mekanik şeklinde ayrı ayrı değil, termomekanik olarak tek bir başlık altında hesaplanmış olmasıdır.

2.4.3. Ekserjoekonomik denge denklemleri

Bu bölümde her bir elemana ait maliyet dengesi denklemleri oluşturulmuştur. Bu denklemler Çizelge 2.7'de verilmiştir.

Her bir motor elemanına ait \dot{Z}_k değerlerinin ve yakıtın $c_{yakıt}$ değerinin bilindiği kabul edildiğinde buraya kadar toplam 6 denklem ve aşığıdaki listede bulunan 15 adet bilinmeyen değişken ortaya çıkar:

$$\left(c_0, c_{w,f}, c_{13}, c_{18} \right)_{Fan}^4$$

$$\left(c_{w,LPC}, c_{25} \right)_{LPC}^2$$

Çizelge 2.7. Motor elemanlarına ait maliyet dengesi denklemleri

Ünite adı	Maliyet dengesi	Denklem no
Fan	$\dot{C}_0 + \dot{C}_{w,f} + \dot{Z}_f = \dot{C}_{13} + \dot{C}_{18}$	(2.101)
LPC	$\dot{C}_{13} + \dot{C}_{w,LPC} + \dot{Z}_{LPC} = \dot{C}_{25}$	(2.102)
HPC	$\dot{C}_{25} + \dot{C}_{w,HPC} + \dot{Z}_{HPC} = \dot{C}_{B1} + \dot{C}_{B2} + \dot{C}_3$	(2.103)
CC	$\dot{C}_3 + \dot{C}_{fuel} + \dot{Z}_{CC} = \dot{C}_4$	(2.104)
HPT	$\dot{C}_4 + \dot{C}_{B1} + \dot{C}_{B2} + \dot{Z}_{HPT} = \dot{C}_{49} + \dot{C}_{w,HPT}$	(2.105)
LPT	$\dot{C}_{49} + \dot{Z}_{LPT} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{w,LPT}$	(2.106)

$$\begin{aligned} & (c_{w,HPC}, c_{B1}, c_{B2}, c_3)_{HPC}^4 \\ & (c_4)_{CC}^1 \\ & (c_{49}, c_{w,HPT})_{HPT}^2 \\ & (c_5, c_{w,LPT})_{LPT}^2 \end{aligned}$$

Bu durumda bu denklem sisteminin çözümü mümkün değildir. Bu yüzden bu bilinmeyenler, aşağıdaki kabuller vasıtasıyla denklem sayısına eşit hale indirgenir [52];

a. Motora giren havanın maliyeti sıfır kabul edilir:

$$c_0 = 0 \quad (2.107)$$

b. Fan, LPC ve HPC için yapılan işin ortalama birim maliyeti LPT ve HPT'den alınan işin ortalama birim maliyetine eşittir:

$$c_{w,f} = c_{w,LPT} \quad (2.108)$$

$$c_{w,LPC} = c_{w,LPT}$$

$$c_{w,HPC} = c_{w,HPT} \quad (2.109)$$

c. Fandan sonra çıkan hava (13) ve (18) şeklinde iki kısma ayrıldığı için her iki akışın ortalama birim maliyeti birbirine eşittir.

$$c_{18} = c_{13} \quad (2.110)$$

d. Yüksek basınç kompresörünün kullanım amacı havanın basıncını artırmaktır. Dolayısıyla ekserjinin basınca bağlı mekanik bileşeni söz konusudur. Bu nedenle kompresörden alınan havanın ortalama birim maliyeti alındığı noktadaki basınçla dolayısıyla o noktadaki özgül ekserji ile orantılı olarak değişir.

$$\frac{c_3 ex_3 - c_{25} ex_{25}}{ex_3 - ex_{25}} = \frac{c_{B1} ex_{B1} - c_{25} ex_{25}}{ex_{B1} - ex_{25}} \quad (2.111)$$

Bu kabul, altı maliyet denklemine ek olarak kullanılacaktır.

e. B2 akışı yüksek basınç kompresörünün çıkışından alındığı için bu akışın ortalama birim maliyeti aynı zamanda yanma odası giriş akışının ortalama birim maliyetine eşittir.

$$c_{B2} = c_3 \quad (2.112)$$

f. Yüksek basınç türbininin giriş ve çıkışındaki akışların toplam ortalama birim maliyetleri, birbirlerine eşittir.

$$c_4 = c_{49} \quad (2.113)$$

g. Denklem (2.113)'de olduğu gibi, düşük basınç türbini girişindeki hava akışının ortalama birim maliyeti, çıkışındaki hava akışının ortalama birim maliyetine eşittir.

$$c_{49} = c_5 \quad (2.114)$$

Yapılan kabuller sonucunda ekserjoekonomik denklemler, ortalama birim maliyetleri kullanılarak Çizelge 2.8'deki gibi yeniden düzenlenebilmektedir. Bu bağıntılarda yer alan \dot{C} ve c terimlerinin birimleri sırasıyla $\$/h$ ve $\$/GJ$ şeklindedir. Bu durumda birim uyumu sağlanması için ekserji biriminin MW'dan GJ/h'a dönüştürülmesi gerekmektedir.

2.4.4. Ekonomik analizde kullanılan değerlendirme parametreleri

Isıl sistemlerin termoekonomik değerlendirilmelerinin sağlanabilmesi için

Çizelge 2.8. Ortalama birim maliyetler cinsinden maliyet dengesi denklemleri

Ünite adı	Maliyet dengesi denklemleri	Denklemler no
Fan	$c_{w,LPT}(\dot{E}x_{w,fan}) + \dot{Z}_{Fan} = c_{13}(\dot{E}x_{13}) + c_{13}(\dot{E}x_{18})$ $c_{w,LPT}(\dot{E}x_{w,fan}) + \dot{Z}_{Fan} = c_{13}(\dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{18})$	(2.115)
LPC	$c_{13}(\dot{E}x_{13}) + c_{w,LPT}(\dot{E}x_{w,LPC}) + \dot{Z}_{LPC} = c_{25}(\dot{E}x_{25})$ $c_{13}(\dot{E}x_{13}) + c_{w,LPT}(\dot{E}x_{w,LPC}) + \dot{Z}_{LPC} = c_{25}(\dot{E}x_{25})$	(2.116)
HPC	$c_{25}(\dot{E}x_{25}) + c_{w,HPT}(\dot{E}x_{HPC}) + \dot{Z}_{HPC}$ $= c_{B1}(\dot{E}x_{B1}) + c_{B2}(\dot{E}x_{B2}) + c_3(\dot{E}x_3)$	(2.117)
CC	$c_3(\dot{E}x_3) + c_{yakut}(\dot{E}x_{yakut}) + \dot{Z}_{CC} = c_4(\dot{E}x_4)$	(2.118)
HPT	$c_4(\dot{E}x_4) + c_{B1}(\dot{E}x_{B1}) + c_{B2}(\dot{E}x_{B2}) + \dot{Z}_{HPT}$ $= c_{49}(\dot{E}x_{49}) + c_{w,HPT}(\dot{E}x_{w,HPT})$	(2.119)
LPT	$c_4(\dot{E}x_4) + c_{B1}(\dot{E}x_{B1}) + c_3(\dot{E}x_{B2}) + \dot{Z}_{HPT}$ $= c_{49}(\dot{E}x_{49}) + c_{w,HPT}(\dot{E}x_{w,HPT})$	(2.120)
Ek Denklemler (2.111)	$c_{B1} = c_3 \left[\left(\frac{ex_{B1} - ex_{25}}{ex_3 - ex_{25}} \right) \left(\frac{ex_3}{ex_{B1}} \right) \right] - c_{25} ex_{25} \left[\left(\frac{ex_{B1} - ex_{25}}{ex_3 - ex_{25}} \right) - 1 \right]$	(2.121)

ekserjoekonomik analizlerde elde edilen c ve \dot{C} terimlerinin yanı sıra bazı başka parametreler de kullanılmaktadır. Bu parametreler arasında, her bir elemana ait yakıt ve ürün ortalama birim maliyetleri, ekserji yıkımlarının maliyet akımı, izafi maliyet farkı r_k , ekserjoekonomik faktör f_k ve özgül itki maliyet akımı (\dot{C}_{itki}) sayılabilir.

2.4.4.1. Yakıt ve ürün ortalama birim maliyetleri

Sistem içerisindeki bir elemanın yakıt ve ürün ekserjilerinin ortalama birim maliyetleri için,

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}x_{F,k}} (\$/GJ) \quad (2.122)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}x_{P,k}} (\$/GJ)$$

bağıntıları kullanılır. Denklem (2.122)'ta kullanılan c , \dot{C} ve $\dot{E}x$ terimleri sırasıyla birim ekserji başına ortalama maliyeti, maliyet akımını ve ekserji değerini tanımlamaktadır. F ve P alt indisleri ise yakıt ve ürünü ifade etmektedir. Ortalama birim maliyetler, ekserjoekonomik denge denklemleri kullanılarak elde edildikten sonra, ait olduğu elemanın giriş ve çıkışındaki ekserji değeri ile çarpılarak söz konusu elemanın maliyet akımı bulunur. Daha sonra yakıt ve ürün ekserjisinin bulunması için izlenen yolun benzeri kullanılarak yakıt ve ürün maliyet akımları bulunur. Ürün ve yakıt maliyet akımları ile ürün ve yakıt ekserji değerleri bilindiği için Denklem (2.122) ile birlikte yakıt ve ürün için birim ekserji başına ortalama maliyetler hesaplanır. Bu parametre sayesinde her bir elemanın 1 GJ'luk yakıt harcaması ve ürün çıktısı için harcanan maliyet elde edilmiş olur.

2.4.4.2. Ekserji yıkım maliyeti

Sistemlerin tasarımında ekserji kayıplarının en aza indirilmesi için ya kullanılan elemanların teknolojik açıdan gelişmiş olmaları ya da bütün sistemin

tasarımının kayıpları düşürecek şekilde yapılandırılması gerekmektedir. Bu durumda ekserjoekonomik analiz, mevcut kayıpların azaltılması için yapılması gereken değişikliklerin neden olacağı maliyetlerin, kayıpların azaltılmasından sağlanan düşüğe göre değerlendirilmesinde faydalı bir araç olarak ortaya çıkmaktadır.

Bejan ve ark. (1996), ekserji yıkımın maliyetleri için aşağıdaki iki bağıntıyı önermektedirler [22]:

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{L,k} + \dot{E}_{D,k} , \quad (2.123)$$

$$c_{P,k} \times \dot{E}_{P,k} = c_{F,k} \times \dot{E}_{F,k} - \dot{C}_{L,k} + \dot{Z}_k . \quad (2.124)$$

Denklem (2.123) ve (2.124)'te $\dot{E}_{F,k}$ ve $\dot{E}_{P,k}$ 'nın yok edilmesi ile ekserji yıkım maliyeti için sırasıyla;

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \times \dot{E}_{D,k} \quad (2.125)$$

ve

$$\dot{C}_{D,k} = c_{P,k} \times \dot{E}_{D,k} \quad (2.126)$$

şeklinde ifadeler elde edilir. Aynı kaynakta ekserji yıkımının gerçek değerinin ne Denklem (2.125) ile ne de Denklem (2.126) ile kesin olarak saptanamayacağı, gerçek değer bu iki değer arasında olduğu vurgulanırken, hesaplamalarda Denklem (2.125)'ün kullanılması yoluna gidilmiştir. Yakıt ortalama birim maliyetinin ürün ortalama birim maliyetinden daha düşük olması sebebiyle denklemlerden birincisi alt limiti, ikincisi ise üst limiti göstermektedir. Bu tezde yapılan hesaplamalar, ekserji yıkım maliyetlerinin yakıt tarafına daha yakın bölgelerde meydana geldiği varsayılp Denklem (2.125) kullanılarak yapılmıştır.

2.4.4.3. İzafi maliyet farkı

Ekserjoekonomik analizlerde izafi maliyet farkı r_k , belirli bir elemana ait

yakıt ve ürün arasındaki birim ekserji başına ortalama maliyet artışını ifade eder ve;

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (2.127)$$

bağıntısıyla gösterilir [22]. Bu parametre sadece ekserjoekonomik analiz için değil, ayrıca optimizasyon için de faydalıdır. Denklem (2.127);

$$r_k = \frac{c_{F,k} (\dot{E}x_{D,k} + \dot{E}x_{L,k}) + (\dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM})}{c_{F,k} \dot{E}x_{P,k}} \quad (2.128)$$

ve

$$r_k = \frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM}}{c_{F,k} \dot{E}x_{P,k}} \quad (2.129)$$

şeklinde de gösterilebilmektedir.

2.4.4.4. Ekserjoekonomik faktör

Denklem (2.128) ve (2.129), herhangi bir elemandaki maliyet kaynaklarının iki grup altında toplanabileceğini göstermektedir. İlk grup ekserji yıkım ve kayıplarından oluşurken, ikinci grup ekserji ile bağlantısı olmayan ilk yatırım ve bakım işletme gibi maliyet çeşitleridir. Buna göre belli bir eleman için bu iki grubun birbirine göre değerinin bilinmesi sistem tasarım ve işletmesinde verilecek kararlar için önemli olabilir. Bu kategorilerin maliyetler üzerindeki etkisi, ekserjoekonomik faktör (f) adı verilen ve

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k} (\dot{E}x_{D,k} + \dot{E}x_{L,k})} \quad (2.130)$$

denkleminde gösterilen bir parametreyle ölçülür [22]. Denklem (2.130)'de bulunan \dot{Z} terimi ilk yatırım ve bakım-işletme maliyetlerinin toplamını ifade ederken, D ve L alt indisleri ise $\dot{E}x_D$ ve $\dot{E}x_L$ terimleriyle birlikte ekserji yıkımını ve kaybını göstermektedir. Bu aynı zamanda ekserji ile ilgisi olmayan maliyetlerin toplam

maliyetler üzerindeki etkisi olarak da bilinir. Herhangi bir eleman için düşük bir ekserjoekonomik faktör değeri ile karşılaşıldığında, ilk yatırım maliyetlerinin bir miktar artmasına rağmen sistemdeki ekserji yıkım ve kayıplarının azaltılması için iyileştirme çalışmalarının yapılmasının gerekliliği ortaya çıkabilmektedir. Ters durumda ise, elemanın ekserji veriminin bir miktar azaltılması kabul edilerek ilk yatırım maliyetlerinin düşürülmesini önerilebilir. Kompresör ve türbinler için ekserjoekonomik faktör % 35-% 75 arasında çıkabilmektedir [22].

2.4.4.5. Özgül itki maliyet akımı (Specific Fuel Cost Rate - SFC)

Bütün bu termodinamik ve ekonomik parametrelerin bulunması sonucunda itkinin maliyetinin bulunması gerekmektedir. Günümüzdeki en önemli itki ölçeklerinden ikisi, kalkış itki değeri ve özgül yakıt tüketimidir (SFC). Bununla birlikte bu tezde ortaya konulan sonuç, itkinin \$/hkN şeklinde ayrı bir ölçeğinin de olabileceğidir. Özgül itki maliyet akımı olarak geliştirilen bu parametre;

$$\dot{C}_{yakıt} + \dot{Z}_{motor} = \dot{C}_8 + \dot{C}_{18} \quad (2.131)$$

bağıntısının çözümü ile elde edilir. Denklem (2.131) ortalama birim maliyet terimleri cinsinden;

$$\dot{C}_{yakıt} + \dot{Z}_{motor} = c_8 \dot{E}x_8 + c_{13} \dot{E}x_{18} \quad (2.132)$$

biçiminde gösterilir. Eşitliğin sağ tarafındaki terimlerden $\dot{E}x_8$ ve $\dot{E}x_{18}$ bilinmekte, c_{13} ise maliyet denge denklemlerinin çözümüyle hesaplanabilmektedir. Eşitliğin sol tarafındaki iki terim daha önce bulunmuştur. Bu durumda c_8 rahatlıkla hesaplanabilecektir.

Bu parametrenin kullanımından önce iki önemli nokta üzerinde durulması gerekmektedir. Bunlardan ilki, turbofan motorlarda itkinin fan lülesi ve egzoz lülesi olmak üzere iki farklı yerde üretilmesidir. Diğeri ise itkinin % 75'inin fandan sağlanırken geri kalan % 25'inin egzoz lülesinden elde edilmesidir. Buna

göre motorun 10,670 m irtifada sağladığı itki değeri olan 48.04 kN'nun 36.03 kN'u fandan, 12.01 kN'ı ise egzoz lülesinden sağlanmaktadır. Bu durumda her bir lüledeki maliyet akımı;

$$\dot{C}_8 = c_8 \dot{E}x_8 \quad (2.133)$$

$$\dot{C}_{18} = c_{18} \dot{E}x_{18} \quad (2.134)$$

denklemleriyle bulunduktan sonra fan ve egzoz itkisine ait özgül itki maliyet akımları;

$$\dot{C}_{T,f} = \frac{\dot{C}_{18}}{T_{18}} \quad (2.135)$$

ve

$$\dot{C}_{T,egz} = \frac{\dot{C}_8}{T_8} \quad (2.136)$$

şeklinde hesaplanacaktır. Denklem (2.135) ve (2.136)'teki T alt indisi kN cinsinden itkiyi göstermektedir.

2.4.5. CF6 motoru ilk yatırım ve bakım-işletme maliyetleri (\dot{Z})

Ekonomik analizde kullanılacak olan ilk yatırım maliyetleri ile bakım ve işletme maliyetlerinin yıllık seviyelendirilmiş (levelized) değerlerini bulmak için ilk yatırım düzenleme faktöründen (CRF) yararlanılır. Bu parametre,

$$CRF = \frac{i(i+1)^n}{(i+1)^n - 1} \quad (2.137)$$

bağıntısıyla gösterilir. Denklem (2.137)'de kullanılan i ve n terimleri sırasıyla yıllık faiz oranı ile sistemin ömrünü göstermektedir. Bu analizde yıllık faiz oranları % 10 ve motor ömrü 15 yıl olarak kabul edilmiştir. Burada kullanılan faiz oranı için temel alınan parametre aslında en çok işlem gören devlet tahvilinin yıllık faizidir. Bu da şu an için % 18-20 arasında değişmekle birlikte enflasyon

oranının da dikkate alınmasıyla ortalama bir değer olarak % 10 kabul edilebilmektedir. Literatürde genellikle faiz oranı için % 10 değeri kullanılmakla birlikte [52, 53, 54] farklı çalışmalarda daha değişik oranlara da rastlanılmıştır (% 7 - Birleşik Arap Emirlikleri, [54]). Bu durumda CRF;

$$CRF = \frac{0.1(1.1)^{15}}{(1.1)^{15} - 1} = 0.131474 \quad (2.138)$$

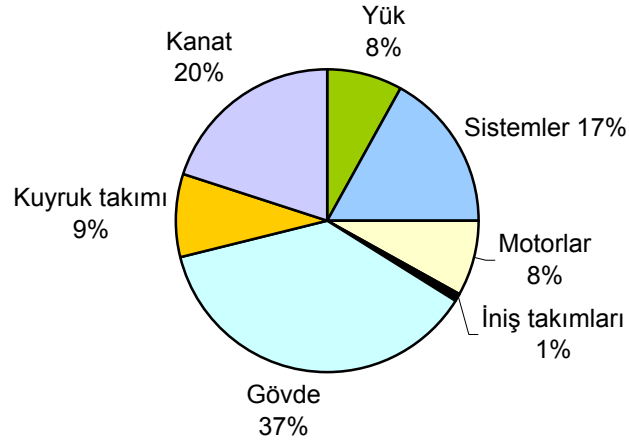
olarak hesaplanır. CRF'nin kullanımıyla ilk yatırım maliyetinin seviyelendirilmiş değeri;

$$CA_{t,k} = \frac{PEC_k(\$) \times CRF}{5110(h)} \quad (2.139)$$

denklemini ile hesaplanır. Denklem (2.139)'de görülen satın alınmış donanım maliyeti (PEC) terimi sistem elemanının satış fiyatını ifade etmektedir. Paydada yer alan 5110 değeri ise bir uçağın bir gün içinde 14 saat uçtuğu varsayıldığında bir yıl içerisindeki uçuş süresinin saat olarak değeridir.

Havayolu işletmeciliğinde doğrudan işletme maliyetleri (DOC – Direct operation cost) olarak bilinen maliyetler içerisindeki en büyük paylardan ikisi yakıt ve bakım maliyetlerine aittir. Kesin değerleri değişmekle birlikte bu maliyetlerin toplam içerisindeki oranları sırasıyla % 27 ile % 15 olarak kabul edilebilir [55].

Bir uçağın yıl boyunca kullandığı yakıtın seviyelendirilmiş maliyeti Bölüm 3.4.6'da 42,948,627.25 \$/y veya 8,404.819 \$/h olarak hesaplanmıştır. Yukarıda söz edilen kabul çerçevesinde bir oranlama yapılarak bir uçağın seviyelendirilmiş yıllık toplam bakım maliyetinin 23,860,348.47 \$/y veya 4669.344 \$/h şeklinde olduğu bulunur. Bununla birlikte bu değer uçakla ilgili yapılan tüm bakım işlemlerini kapsamaktadır. Bu bakım işlemlerinin hangi bölümlerden oluştuğu şekil 2.25'de verilmiştir.

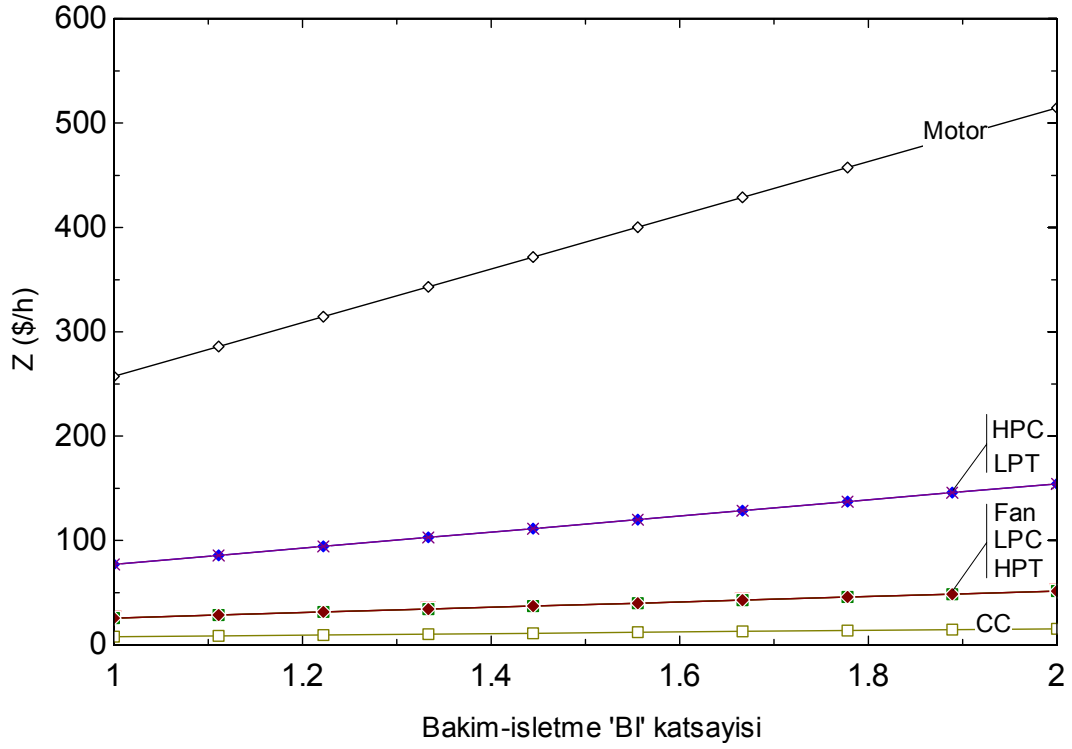


Şekil 2. 25. Büyük ticari uçaklar için maliyet bölümleri [55]

Şekil 2.25’de toplam bakım maliyetlerinin yaklaşık % 8’inin motorlara ait olduğu görülmektedir. Büyük ticari yolcu uçaklarının genel olarak iki motorlu oldukları düşünüldüğünde bu oran motor başına % 4’e inecektir. Böylece tek bir motor için 15 yıllık servis ömrü boyunca bakım maliyetinin seviyelendirilmiş değeri, yukarıda 23,860,348.47 \$/y olarak bulunan toplam bakım maliyetlerinin % 4’lük kısmı, yani 954,413.95 \$/y veya 186.77 \$/h olarak bulunacaktır.

Diğer taraftan her bir motor elemanının bakım maliyetinin motorun toplam bakım maliyeti içindeki paylarının bilinmesi mümkün değildir. Bu durumda literatürde kojenerasyon tesisleri için uygulanan korelasyona benzer bir korelasyon kullanılmıştır. Birçok çalışmada kojenerasyon tesislerinin bakım ve işletme maliyetlerinin, bu tesislerin ilk yatırım maliyetlerinin yaklaşık % 6’sı olduğu kabulü yapılmaktadır [48, 51]. Bu çalışmada ise CF6 turbofan motorunun toplam fiyatının 10 M\$ olduğu kabulü ile motor bakım maliyetlerinin yaklaşık % 9.5 civarında olduğu görülmektedir. Bu durumda her bir motor elemanı için gerekli bakım maliyeti, motor elemanının ilk yatırım maliyetinin 1.095 katı kadar fazlası olarak kabul edilmiştir.

Bu hesaplamada ayrıca bir işletme maliyeti değişkeni kullanılmamış, bakım ve işletme maliyetleri birlikte 1.095 katsayısı içinde değerlendirilmiştir. Bunun bir

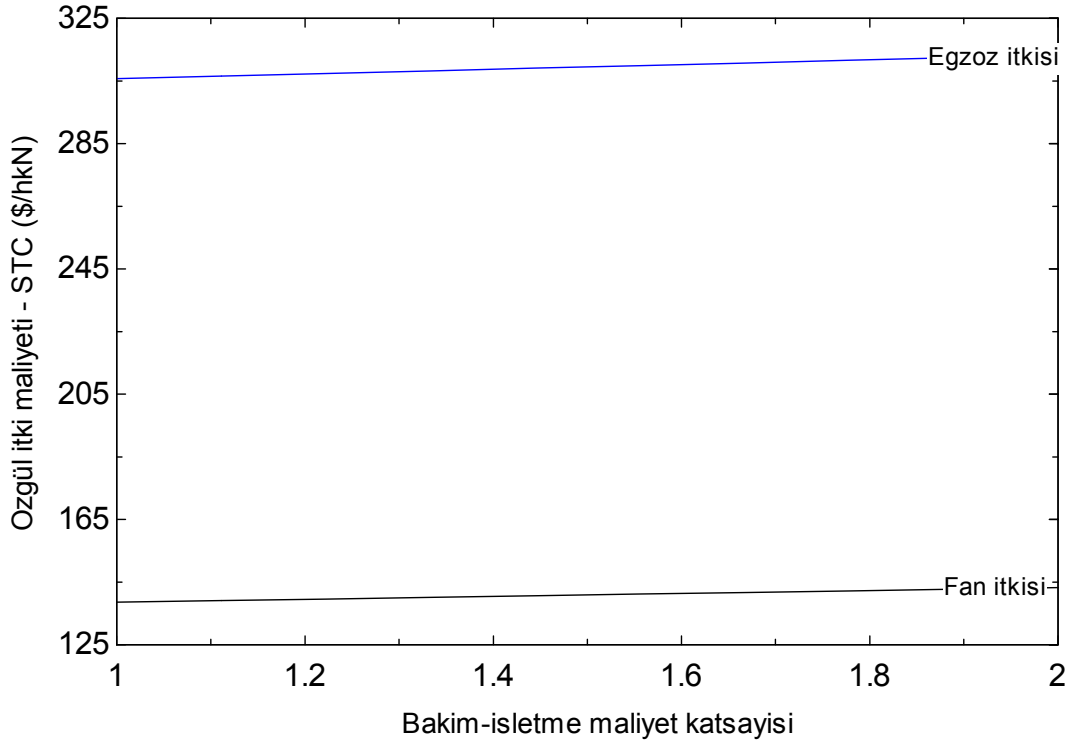


Şekil 2. 26. Bakım ışletme katsayısının motor elemanları ve tüm motorun \dot{Z} değeri (ilk yatırım ve bakım-ışletme maliyetleri toplamı) üzerindeki etkisi

nedeni, uçakların ışletme maliyetlerinin, filo büyüklüğü, uçak tipi, uçuş rotası vb. birçok değişkenden etkilenmesi olarak açıklanabilir. Bakım katsayısının etkisinin görülebilmesi için aşağıdaki grafikler incelenebilir.

Şekil 2.26'da bakım-ışletme (BI) katsayısı değerleri 1 ile 2 arasında değişmektedir. Bu grafikte dört grup söz konusudur. Bunlar, yanma odası; fan, LPC ve LPT; HPC ve LPT; motor şeklinde listelenebilir. Buna göre bakım-ışletme katsayısının 1.095'ten 1.200 gibi yüksek bir değere çıkması durumunda sırasıyla bu dört grubun \dot{Z} değerlerinin artışı 0.81 \$/h, 2.701 \$/h, 8.104 \$/h ve 27.015 \$/h şeklinde bulunmuştur. Bakım-ışletme katsayısının daha da artırılması durumunda ise aynı sıralama için \dot{Z} değerlerinin artışı, 2.354 \$/h, 7.847 \$/h, 23.542 \$/h ve 78.472 \$/h şeklinde hesaplanmaktadır.

Bakım-ışletme maliyetlerinin özgül itki maliyetine etkisi ise Şekil 2.27'de gösterilmektedir. Buna göre gene aynı iki bakım-ışletme katsayısı değeri için özgül itki maliyet değişimlerinin çok küçük olduğu görülmüştür. Buna göre,



Şekil 2.27. Bakım işletme katsayısının özgül itki maliyetine etkisi

1.095'ten 1.2'ye artış, özgül egzoz ve fan itki maliyetlerini sırasıyla 0.789 \$/hkN ve 0.486 \$/hkN değerinde yükseltirken, 1.095'ten 1.4'e artışta bu değerler sırasıyla 1.504 \$/hkN ile 0.927 \$/hkN şeklinde bulunmuştur. Buradan çıkarılacak sonuç, işletme maliyetlerinin bakım-onarım maliyetleri içerisinde kabul edilmesinin sonuçları önemli miktarda değiştirmeyeceği şeklindedir.

2.4.6. Ekserjoekonomik analiz

Bu bölümde her elemanın ortalama birim maliyetleri hesaplanmaktadır.

Fan ünitesi için ekserjoekonomik denklem aşağıdaki gibi çıkarılmıştır.

$$c_{w,LPT} \times (\dot{E}_{w, fan}) + \dot{Z}_{FAN} = c_{13} \times (\dot{E}_{13} + \dot{E}_{18})$$

$$c_{w,LPT} \times (51.912(\text{GJ/h})) + 28.173(\$/\text{h}) - c_{13} \times (43.848(\text{GJ/h})) = 0$$

LPC ünitesi için ekserjoekonomik denklem aşağıdaki gibi çıkarılmıştır.

$$c_{13} \times (\dot{E}_{13}) + c_{w,LPT} \times (\dot{E}_{w,LPC}) + \dot{Z}_{LPC} = c_{25} \times (\dot{E}_{25})$$

$$c_{13} \times (8.136(\text{GJ/h})) + c_{w,LPT} \times (7.596(\text{GJ/h}))$$

$$+ 28.173(\$/\text{h}) - c_{25} \times (13.824(\text{GJ/h})) = 0$$

HPC ünitesi için ekserjoekonomik denklem aşağıdaki gibi çıkarılmıştır.

$$c_{25} \times (\dot{E}_{25}) + c_{w,HPT} \times (\dot{E}_{HPC}) + \dot{Z}_{HPC} = c_{B1} \times (\dot{E}_{B1}) + c_3 \times (\dot{E}_{B2}) + c_3 \times (\dot{E}_3)$$

$$c_{25} \times (13.824(\text{GJ/h})) + c_{w,HPT} \times (82.44(\text{GJ/h})) + 84.519(\$/\text{h})$$

$$- c_{B1} \times (1.728(\text{GJ/h})) - c_3 \times (91.476(\text{GJ/h})) = 0$$

Yanma odası ünitesi için ekserjoekonomik denklem aşağıdaki gibi çıkarılmıştır.

$$c_3 \times (\dot{E}_3) + c_{yakıt} \times (\dot{E}_{yakıt}) + \dot{Z}_{CC} = c_4 \times (\dot{E}_4)$$

Yanma odası için yakıt maliyeti;

$$\text{Yıllık yakıt harcaması} (\dot{C}_{yakıt}) = 0.84 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1.8719 \frac{\$}{\text{kg}} \times 5110 \frac{\text{h}}{\text{y}} \times 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}$$

$$= 28,925,796.82 \$/\text{y}$$

olarak hesaplanmıştır. Yakıt fiyatının her yıl yaklaşık % 6 oranında arttığı varsayıldığında, 15 yıl için yıllık yakıt maliyetleri Çizelge 2.9'daki gibi hesaplanır. Yakıt fiyatının seviyelendirilmiş değeri [22];

$$k = \frac{1+0.06}{1+0.1} = 0.9636$$

ve

Çizelge 2. 9. Yakıt fiyatlarının gelecek yıllardaki değeri

YIL	Yakıt Fiyatı (\$/y)
1	28,925,796.82
2	30,661,344.63
3	32,501,025.31
4	34,451,086.83
5	36,518,152.03
6	38,709,241.16
7	41,031,795.63
8	43,493,703.36
9	46,103,325.57
10	48,869,525.10
11	51,801,696.61
12	54,909,798.40
13	58,204,386.31
14	61,696,649.48
15	65,398,448.45

$$CRF = \frac{0.1(1.1)^{15}}{1.1^{15} - 1} = 0.131474$$

olmak üzere,

$$\begin{aligned}\dot{C}_{yakıt,l} &= \dot{C}_{yakıt} \times \frac{k(1-k^{15}) \times CRF}{1-k} \\ &= 42,948,627.25 \text{ \$/y}\end{aligned}$$

elde edilir. Bu değerın 1 saatteki eşdeğeri için;

$$\begin{aligned}\dot{C}_{f,l} &= 42,948,627.25 \frac{\$}{y} \times \frac{1y}{5110h} \\ &= 8404.819 \text{ \$/h}\end{aligned}$$

değerine ulaşılır. Bu durumda yanma odası için maliyet denge denklemi;

$$c_3 \times (86.688(\text{GJ/h})) + 8413.2719(\$/\text{h}) - c_4 \times (172.116(\text{GJ/h})) = 0$$

haline gelir.

HPT ünitesi için ekserjoekonomik denklem aşağıdaki gibi çıkarılmıştır.

$$\begin{aligned} c_4 \times (\dot{E}_4) + c_{B1} \times (\dot{E}_{B1}) + c_3 \times (\dot{E}_{B2}) + \dot{Z}_{HPT} \\ = c_4 \times (\dot{E}_{49}) + c_{w,HPT} \times (\dot{E}_{w,HPT}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_4 \times (81.792(\text{GJ/h})) + c_{B1} \times (1.728(\text{GJ/h})) + c_3 \times (2.16(\text{GJ/h})) \\ + 28.173(\$/\text{h}) - c_{w,HPT} \times (82.44(\text{GJ/h})) = 0 \end{aligned}$$

LPT ünitesi için ekserjoekonomik denklem aşağıdaki gibi çıkarılmıştır.

$$c_4 \times (\dot{E}_{49}) + \dot{Z}_{LPT} = c_4 \times (\dot{E}_5) + c_{w,LPT} \times (\dot{E}_{w,LPT})$$

$$\begin{aligned} c_4 \times (61.056(\text{GJ/h})) + 84.519(\$/\text{h}) \\ - c_{w,LPT} \times (59.508(\text{GJ/h})) = 0 \end{aligned}$$

Ek denklem:

$$c_{B1} = c_3 \times 0.92537 + c_{25} \times 0.074629$$

2.4.6.1. Ekserjoekonomik denklem çözümleri

Sırasıyla fan, LPC, HPC, yanma odası, HPT ve LPT'ye ait Denklemler aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$\checkmark \quad c_{w,LPT} \times (51.912(\text{GJ/h})) - c_{13} \times (43.848(\text{GJ/h})) = -28.173(\$/\text{h})$$

$$\begin{aligned} & c_{13} \times (8.136(\text{GJ/h})) + c_{w,LPT} \times (7.596(\text{GJ/h})) \\ & -c_{25} \times (13.824(\text{GJ/h})) = -28.173(\$/\text{h}) \\ & c_{25} \times (13.824(\text{GJ/h})) + c_{w,HPT} \times (82.44(\text{GJ/h})) \\ & -c_{B1} \times (1.728(\text{GJ/h})) - c_3 \times (91.476(\text{GJ/h})) = -84.519(\$/\text{h}) \\ & c_3 \times (86.688(\text{GJ/h})) - c_4 \times (172.116(\text{GJ/h})) = -8413.2719(\$/\text{h}) \\ & c_4 \times (81.792(\text{GJ/h})) + c_{B1} \times (1.728(\text{GJ/h})) + c_3 \times (2.16(\text{GJ/h})) \\ & -c_{w,HPT} \times (82.44(\text{GJ/h})) = -28.173(\$/\text{h}) \\ & c_4 \times (61.056(\text{GJ/h})) - c_{w,LPT} \times (59.508(\text{GJ/h})) = -84.519(\$/\text{h}) \\ & c_{B1} = c_3 \times 0.92537 + c_{25} \times 0.074629 \end{aligned}$$

Denklemlerde yer alan bilinmeyen değişkenlerin katsayıları aşağıdaki matriste düzenlenmiştir.

	c_{13}	c_{25}	c_{B1}	c_3	c_4	$c_{w,HPT}$	$c_{w,LPT}$	sbt.
	-43.848	0	0	0	0	0	51.912	-28.1729
	8.136	-13.824	0	0	0	0	7.596	-28.1729
	0	13.824	-1.728	-91.476	0	82.440	0	-84.5190
	0	0	0	86.688	-172.116	0	0	-8413.2719
	0	0	1.728	2.160	81.792	-82.440	0	-28.1729
	0	0	0	0	61.056	0	-59.508	-84.5190

Lineer denklem sisteminin çözümü *Engineering Equation Solver* (EES) yazılımıyla yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre her bir sistem elemanının giriş ve çıkışındaki ekserji, maliyet akımları ve birim ekserji başına ortalama maliyetler Çizelge 2.10'da gösterilmektedir.

Çizelge 2. 10. Ekserjoekonomik değerler

Ünite adı	$\dot{E}x$ (MW)	\dot{C} (\$/h)	c (\$/GJ)
1 Fan _g (0)	0.00	0.00	0.0
2 Fan _ç (13+18)	12.18	6147.49	140.2
3 LPC _g (13)	2.26	1140.67	140.2
4 LPC _ç (25)	3.84	2065.31	149.4
5 HPC _g (25)	3.84	2065.31	149.4
8 HPC _ç (3)	24.81	11468.17	128.4
9 CC _g (3)	24.08	11130.74	128.4
10 CC _ç (4)	47.81	19535.17	113.5
11 HPT _g (4)	47.81	19535.17	113.5
12 HPT _ç (49)	25.09	10251.77	113.5
13 LPT _g (49)	25.33	10349.84	113.5
14 LPT _ç (5)	8.37	3419.98	113.5
15 Egzoz _g (5)	8.37	3419.98	113.5
16 Egzoz _ç (8)	8.33	3403.64	113.5

2.4.6.2. Özgül itki maliyet hesabı

Yapılan ekserjoekonomik analiz sonucunda her bir elemanın yakıt ve ürün maliyet akımı çıkarılmıştır. Buna göre toplam motorun özgül itki maliyetinin hesaplanabilmesi için egzoz ve fan lülelerinden elde edilen itkinin ortalama birim maliyetinin (c_T) hesaplanması gerekmektedir. Fan ve egzoz itkisi iki ayrı kısma ayrılacak olursa, ve motor için maliyet dengesi düzenlendiğinde;

$$\dot{C}_{yakıt,l} + \dot{Z}_{tot} = c_8 \dot{E}x_8 + c_{13} \dot{E}x_{18} \quad (2.140)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadede eşitliğin sol tarafındaki her iki değişken bilinmekte, sağ taraftaki değişkenlerden de c_8 haricindekiler bilinmektedir. Bu durumda Denklem (2.140) çözülerek;

$$c_8 = 122.726 \text{ \$/GJ} \quad (2.141)$$

değeri bulunur. Bu durumda egzoz ve fan itki maliyet akımı;

$$\dot{C}_{fan} = c_{13} \dot{E}x_{18}$$

$$\dot{C}_{egzoz} = c_8 \dot{E}x_8$$

denklemlerinden;

$$\dot{C}_{fan} = 5008.549 \text{ \$/h}$$

$$\dot{C}_{egzoz} = 3680.305 \text{ \$/h}$$

şeklinde bulunur. Son olarak bulunan bu değerler fan ve egzoz itki kuvvetlerine bölünerek;

$$STC_{fan} = 139.011 \text{ \$/hkN}$$

$$STC_{egzoz} = 306.437 \text{ \$/hkN}$$

şeklinde özgül itki maliyeti (STC) değerleri bulunur.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

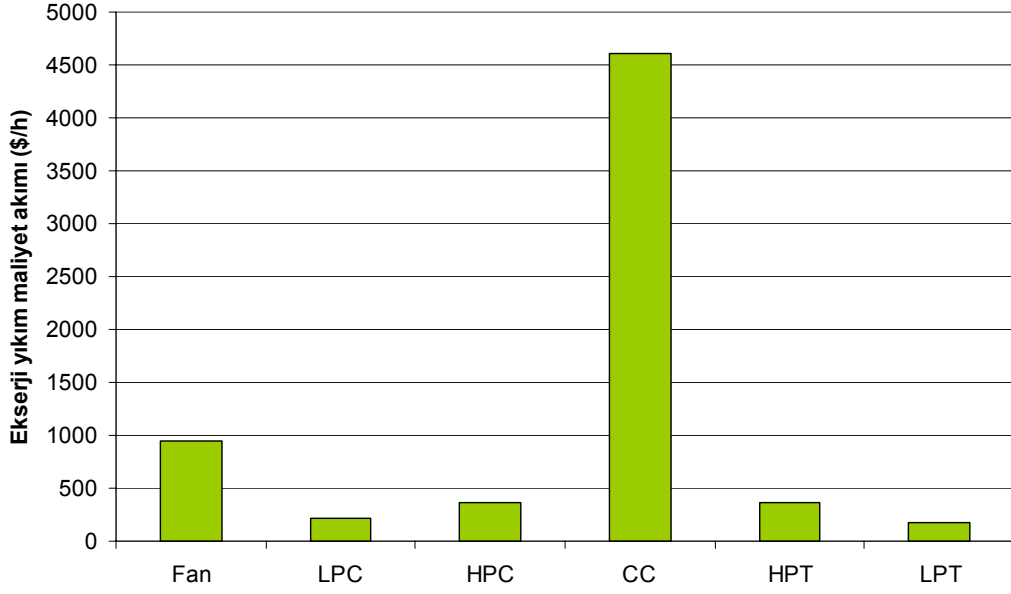
İkinci bölümde bir turbofan motorunun sırasıyla ekserji ve ekserjoekonomik analizleri yapılmıştır. Bu bölümde bu analizler sonucunda elde edilen ekserjoekonomik performans parametrelerinin değerleri yorumlanmış, bazı bağımsız parametrelerin değişimlerinin karar değişkenlerini hangi ölçüde etkiledikleri ortaya çıkarılmıştır.

Bu tezde elde edilmek istenen sonuç, bir gaz türbinli motordan elde edilen itkinin, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarıyla birlikte ilk yatırım, seviyelendirme, yıllık çalışma süresi ve faiz oranları gibi ekonomik değerlerin de göz önünde bulundurularak gerçek anlamda maliyetinin çıkarılmasıdır. Elde edilmek istenen bu parametre ilk kez bu tezde ortaya çıkarılmış olup “ölgül itki maliyeti (Specific Thrust Cost - STC)” olarak isimlendirilmiş ve \$/hkN şeklinde ifade edilmiştir.

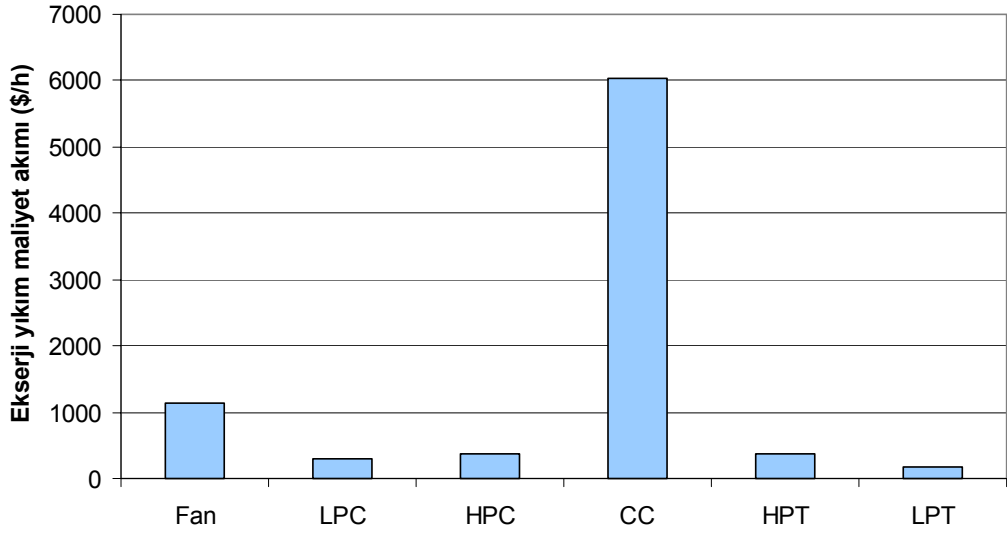
Bir uçak motorunun itkisi ile ilgili iki önemli ölçek bulunmaktadır. Bunlardan biri kN (lbf) olarak itkinin kuvvet şeklindeki ifadesi, diğer ise yani ölgül yakıt tüketimidir (SFC - lb/hlbf, ‘havacılıkta bu değerin İngiliz birim sistemi ile kullanılması yönünde bir eğilim vardır’).

SFC, bütün motorların birbiriyle kıyaslanabilmesini sağladığından dolayı gerek uçak üreticileri, gerekse de kullanıcılar tarafından tercih edilmektedir. SFC değeri en düşük olan motor, benzerleri arasında en ekonomik motor olarak kabul görmektedir. Ancak bu parametre sadece birim itkinin ne kadar yakıtla sağlandığını göstermektedir. Faydalı bir parametre olması bir yana, motorla ilgili diğer maliyet konuları ve ayrıca ekserji kavramı bu parametrenin kapsamı içinde değildir. Bu yüzden motor kıyaslamasının daha gerçekçi yapılabilmesi ve ayrıca uçak kullanıcılarının ve/veya uçak üreticilerinin işletme ve tasarımlarında bu parametreyi kullanmalarının çok daha doğru sonuçlar vereceği düşünülmektedir.

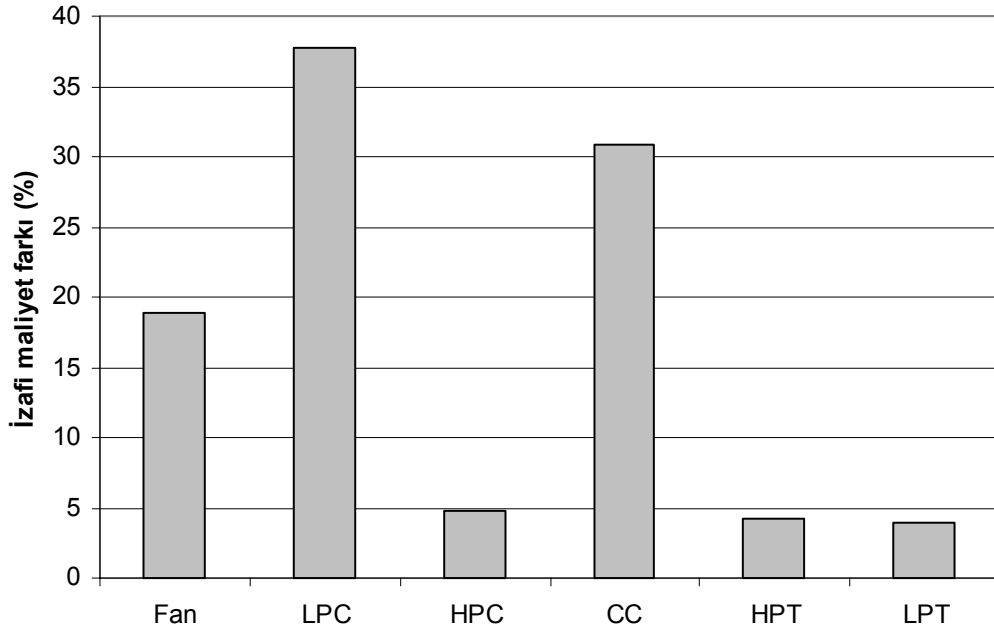
Şekil 3.1 ve 3.2’de motor elemanları için ekserji yıkım maliyet akımı görülmektedir. Bu iki şekil, Denklem (2.125) ve Denklem (2.126) temel alınarak hazırlanmıştır. Buradaki ilginç nokta; her bir elemanın diğer elemanlara göre sahip olduğu maliyet oranının her iki şekilde de aynı olması,



Şekil 3. 1. Ekserji yıkımı maliyet akımı, c_F



Şekil 3. 2. Ekserji yıkımı maliyet akımı, c_P

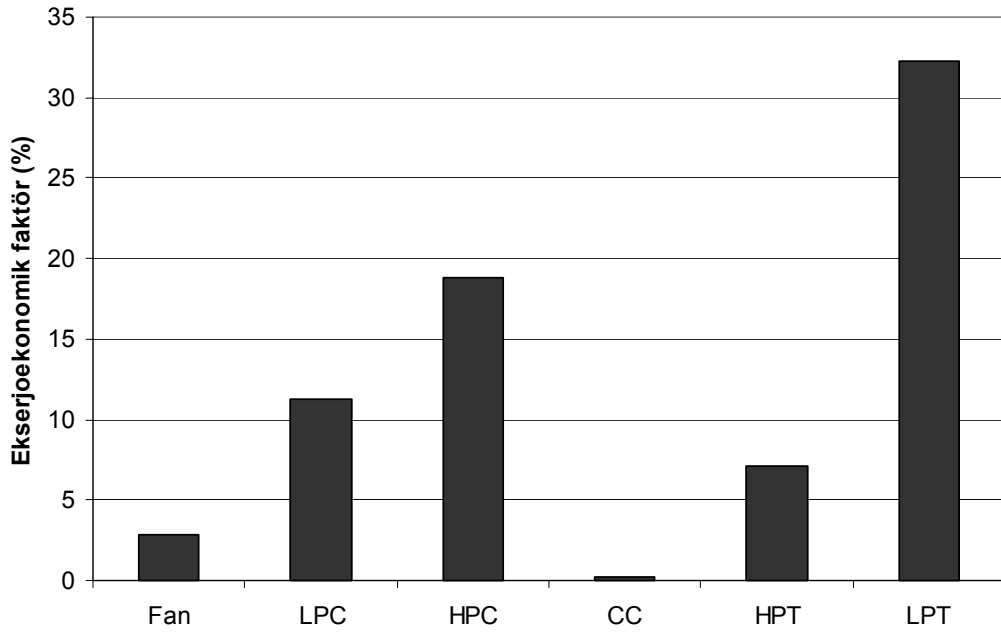


Şekil 3. 3. Motor ünitelerinin izafi maliyet farkları

ancak maliyet akımlarının ortalama ürün maliyetlerin kullanıldığı Şekil 3.2’de daha yüksek çıkmış olmasıdır. Bu konuyla ilgili olarak ayrıca Bejan ve ark. (1996), ortalama yakıt ve ürün maliyetlerinin kullanımının, ekserji yıkım maliyet akımı için sırasıyla en alt ve en üst limitleri oluşturduğunu ifade etmişlerdir [22].

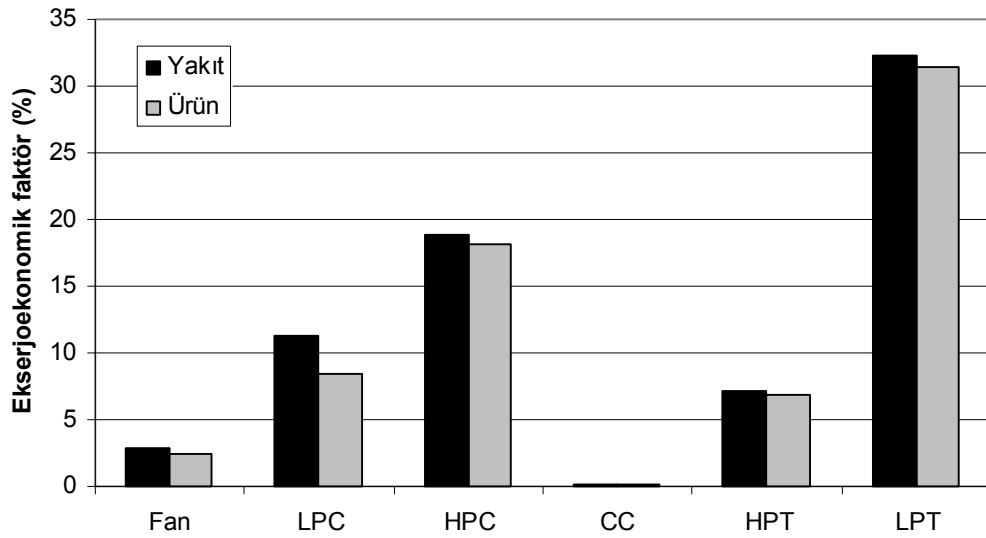
İzafi maliyet farkları Şekil 3.3’te görülmektedir. Bu grafiğe göre yakıt ve ürünlerin ortalama birim maliyetleri arasındaki fark en yüksek % 37.81 ile LPC’de meydana gelmiştir. Bu da LPC çıkışındaki ekserjinin girişindeki ekserjiden % 69.91 oranında daha yüksek olmasından ve yüksek LPC ilk yatırım maliyetinden kaynaklanmaktadır. LPC’yi sırasıyla % 30.83 ve % 18.91 ile yanma odası ve fan izlemektedir. HPC, HPT ve LPT izafi maliyet farkları daha düşük seviyelerde kalmıştır.

Şekil 3.4’te ekserjoekonomik faktörler görülmektedir. Grafiğe göre LPT ve HPC’nin ilk yatırım ve bakım-işletme (BI) maliyetlerinin toplam maliyetlerde yüksek bir oranı bulunmaktadır. Bu sonuç, söz konusu ünitelerin ilk yatırım maliyetlerinin motor içinde en yüksek maliyetler olması nedeniyle doğal



Şekil 3. 4. Motor ünitelerinin ekserjoekonomik faktörleri

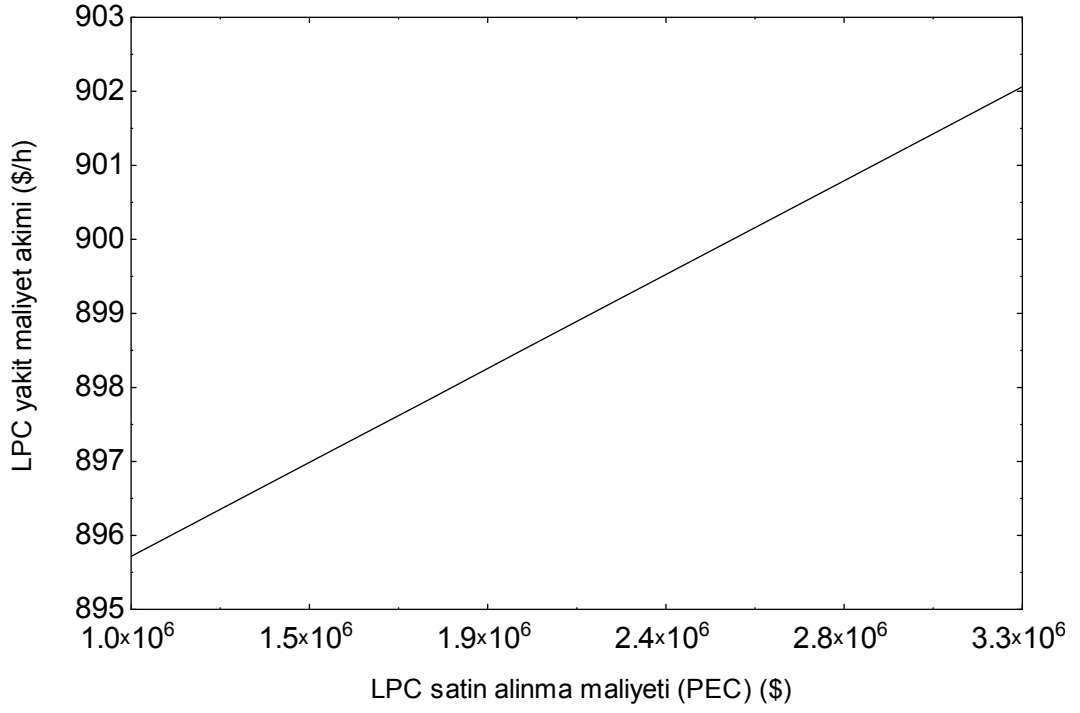
bir sonuç olarak görülebilir. Bununla birlikte, bu durum ilk yatırım ve OM maliyetleri yüksek olan elemanların her zaman ekserjoekonomik faktörlerinin de yüksek olacağı anlamına gelmemektedir. Ekserjoekonomik faktör, sadece ilk yatırım ve BI maliyetleri ile değil, aynı zamanda ekserji yıkımı ve bununla ilişkili maliyetlerle de değişen bir parametredir. Üzerinde durulması gereken bir başka önemli noktada ekserjoekonomik faktörün hesaplanmasında paydada yer alan ekserji yıkım maliyetlerinin hesaplama yöntemidir. Şekil 3.4'te ekserji yıkımları yakıt ortalama birim maliyeti ile çarpılmıştır. Bu işlem, ürün ortalama birim maliyeti ile çarpıma göre paydanın daha küçük ve dolayısıyla da ilk yatırım maliyetlerinin toplam içindeki oranının daha büyük olmasına neden olmaktadır. Şekil 3.5'te her iki hesaplama yöntemine göre elde edilen ekserjoekonomik faktörler görülmektedir.



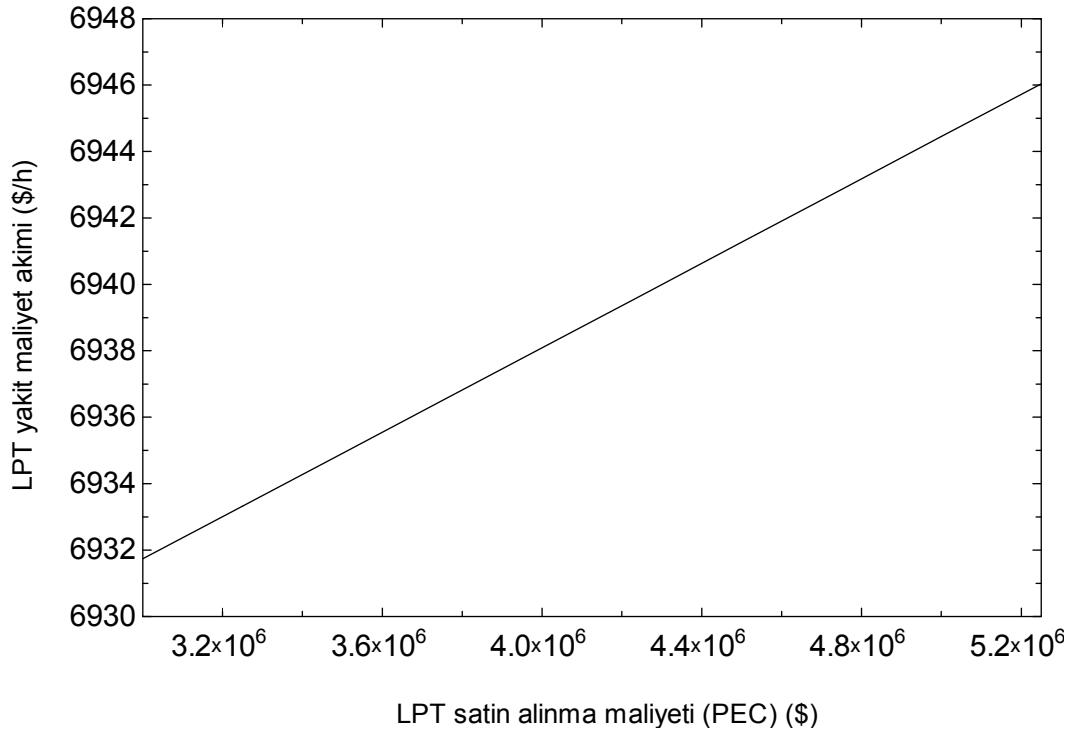
Şekil 3.5. Ekserji yıkım maliyetinin (ürün ve yakıt ortalama birim maliyetler kullanılarak) ekserjoekonomik faktör üzerine etkisi

PEC değerleri ile sistem elemanlarının yakıt maliyet akımları arasındaki değişim incelenmiştir. Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’de bu değişim iki ayrı ünite seçilerek gösterilmiştir. LPC’nin 1×10^6 ile 3.25×10^6 M\$ PEC değerleri için elde edilen yakıt maliyet akım değişimi Şekil 3.6’da verilmiştir. İki sınır arasında yakıt maliyet akımları arasındaki değişim yaklaşık 6.345 \$/h veya 32,422.95 \$/y (1 yıl = 5110 saat) olarak bulunmuştur. PEC değeri LPC’den daha yüksek olan LPT için PEC ve yakıt maliyet değişimi ise Şekil 3.7’de gösterilmektedir. 3×10^6 ile 5.25×10^6 M\$ arasında değişen PEC değerleri için yakıt maliyet akımındaki değişim 14.39 \$/h veya 73,532.90 \$/y şeklinde elde edilmiştir.

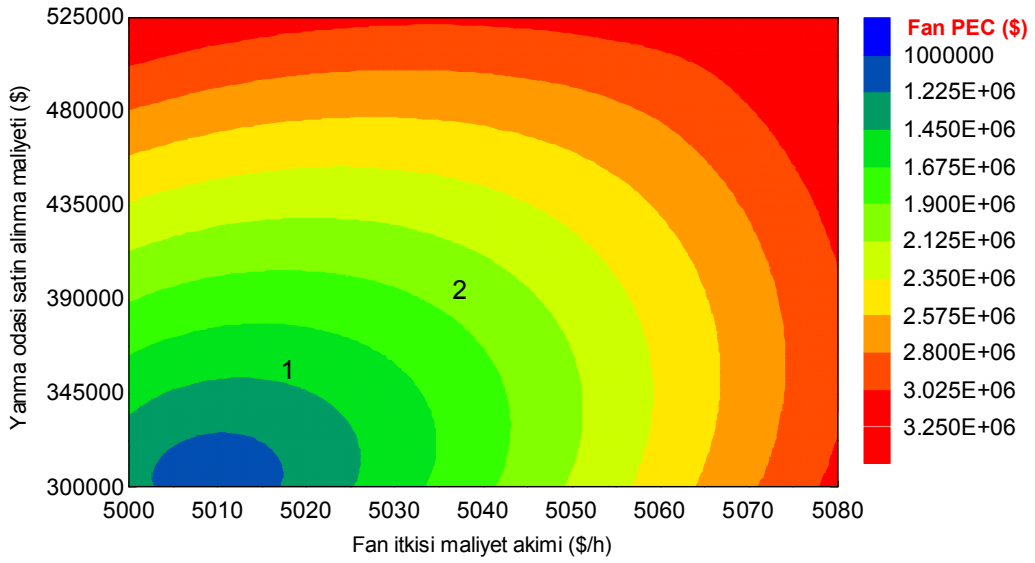
Gaz türbinli motorlar gibi ana bölümleri birçok parçadan meydana gelen ayrıca bu parçaların değişik firmalarca üretilmeleri ve fiyatların sürekli değişiklik göstermesi nedeniyle ilk yatırım maliyetleri için kesin değerlerle hesaplama yapmak zordur. Bu nedenle ilk yatırım maliyetlerinin ekserjoekonomik analizde yer alan değişik parametreler üzerindeki etkisini saptayabilmek oldukça önemli bilgiler sağlayabilmektedir. Bu amaçla Şekil 3.8 ile 3.21 arasındaki grafiklerde sistem elemanlarının PEC değerlerinin fan lülesindeki itkinin maliyet akımına etkileri gösterilmiştir.



Şekil 3. 6. LPC PEC değerinin LPC yakıt maliyet akımı üzerindeki etkisi

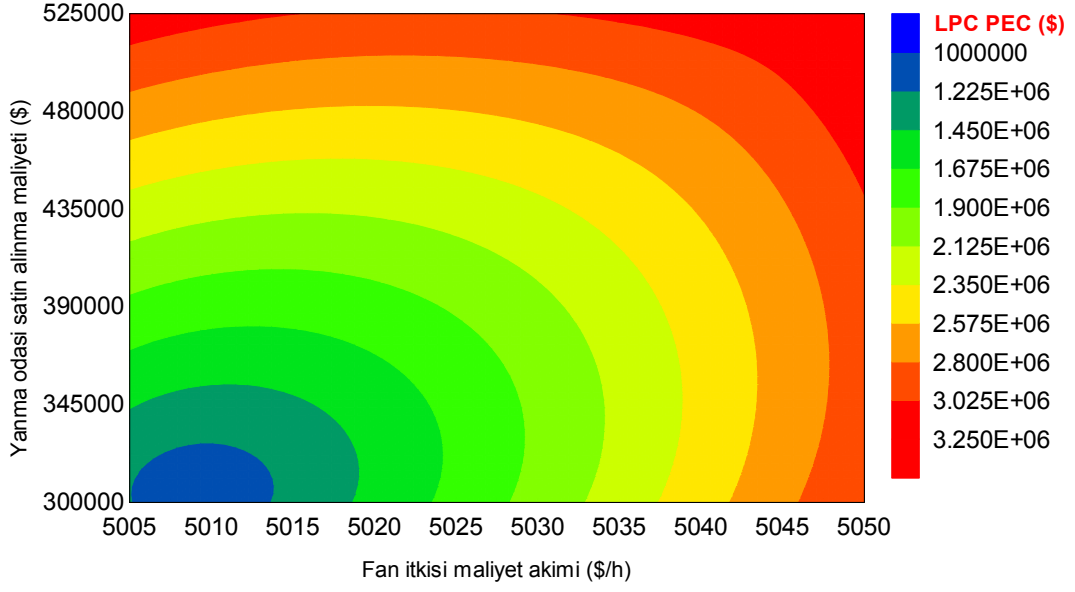


Şekil 3. 7. LPT yakıt maliyet akımının LPT PEC'ine göre değişimi

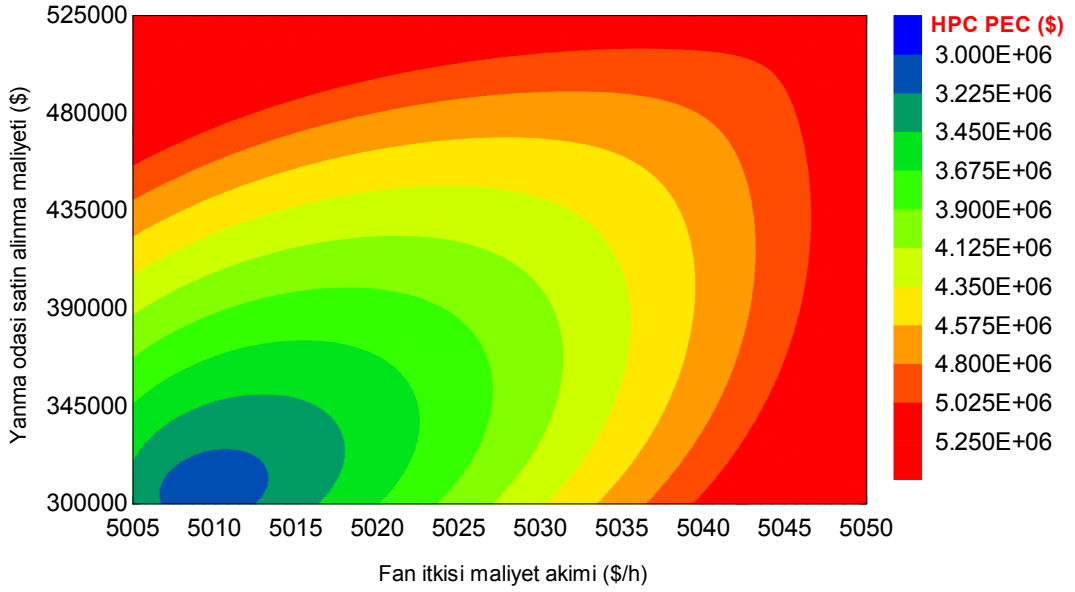


Şekil 3. 8. Yanma odası ve fan PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri

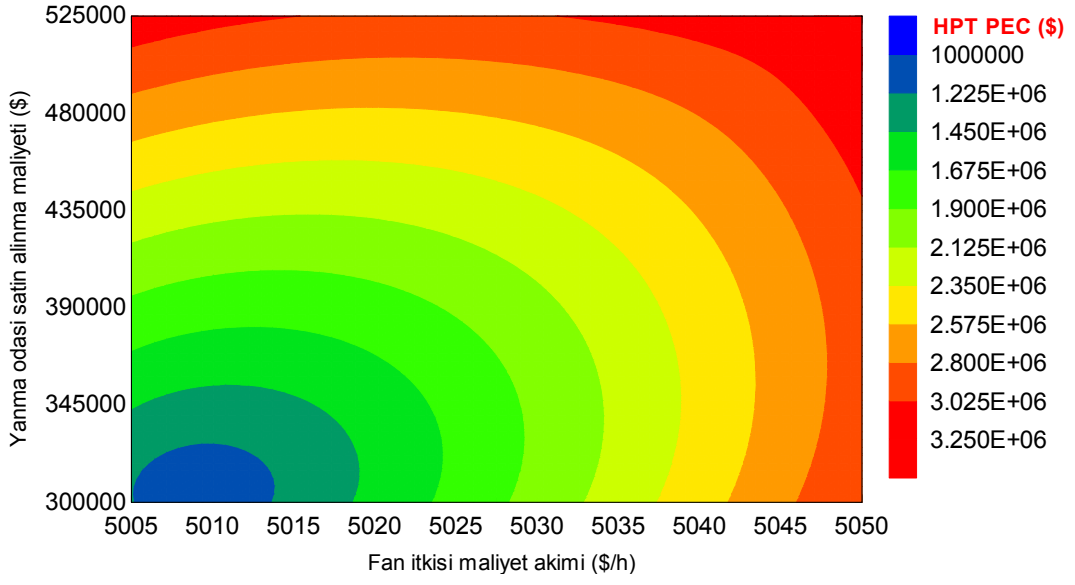
Örnek olarak Şekil 3.8’de yanma odası ve fanın satın alınma maliyetlerinin (PEC) fan itkisinin maliyet akımı üzerindeki etkileri görülmektedir. Buna göre 1 noktasının içinde bulunduğu koyu yeşil bölge, yanma odası satın alınma fiyat aralığı 350,000\$ ile 375,000 \$ ve fan satın alınma fiyat aralığı 1.50×10^6 M\$ ile 1.75×10^6 M\$ için fan itki maliyet akımının 5025 \$/h ile 5032 \$/h arasında değiştiğini göstermektedir. 2 noktası için bakıldığında, yanma odası satın alınma fiyat aralığı 400,000 \$ ile 425,000 \$ ve fan satın alınma aralığı 1.90 M\$ ile 2.25 M\$ için fan itki maliyet akımının 5042 \$/h ve 5049 \$/h arasında değiştiği görülmektedir. Diğer grafiklerin yorumlanma şekilleri benzerdir.



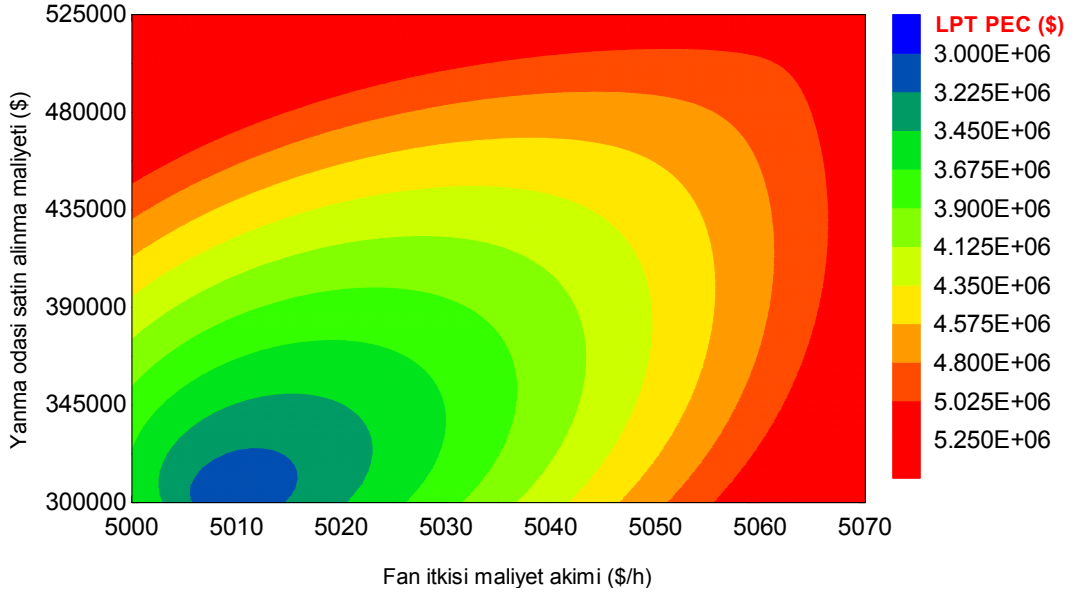
Şekil 3. 9. Yanma odası ve LPC PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri



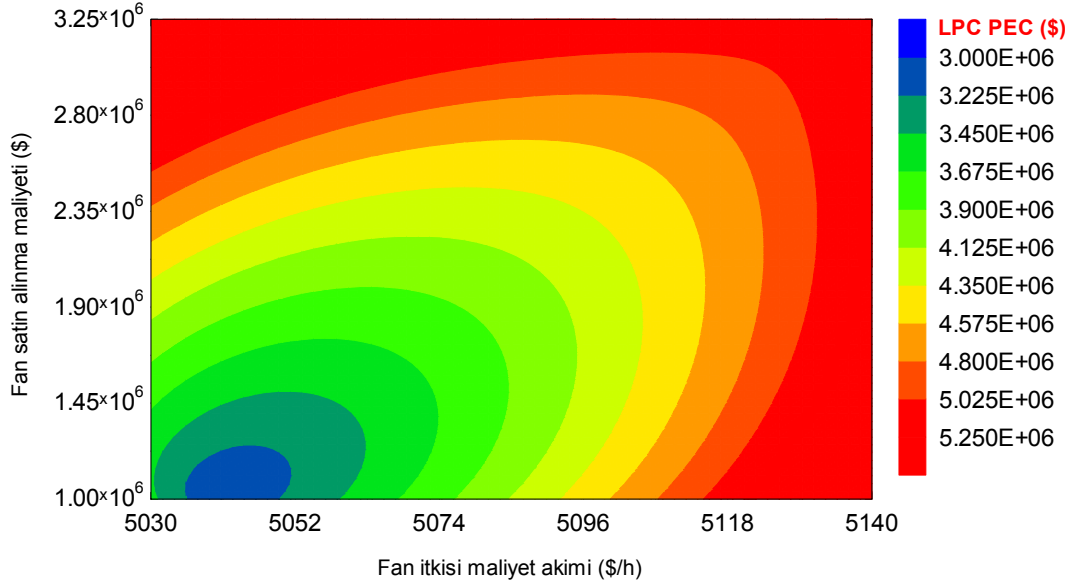
Şekil 3. 10. Yanma odası ve HPC PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri



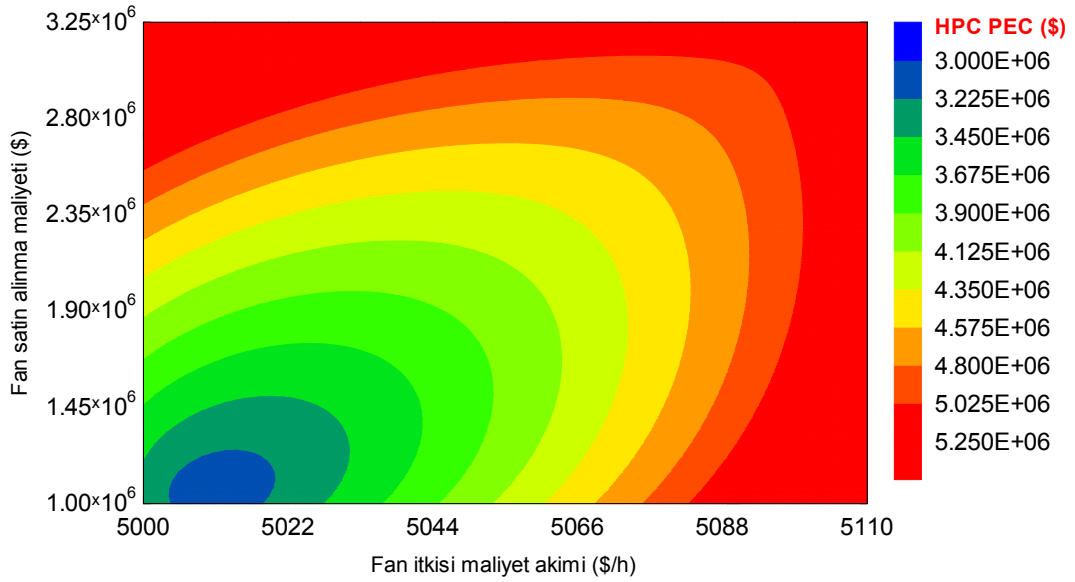
Şekil 3. 11. Yanma odası ve HPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri



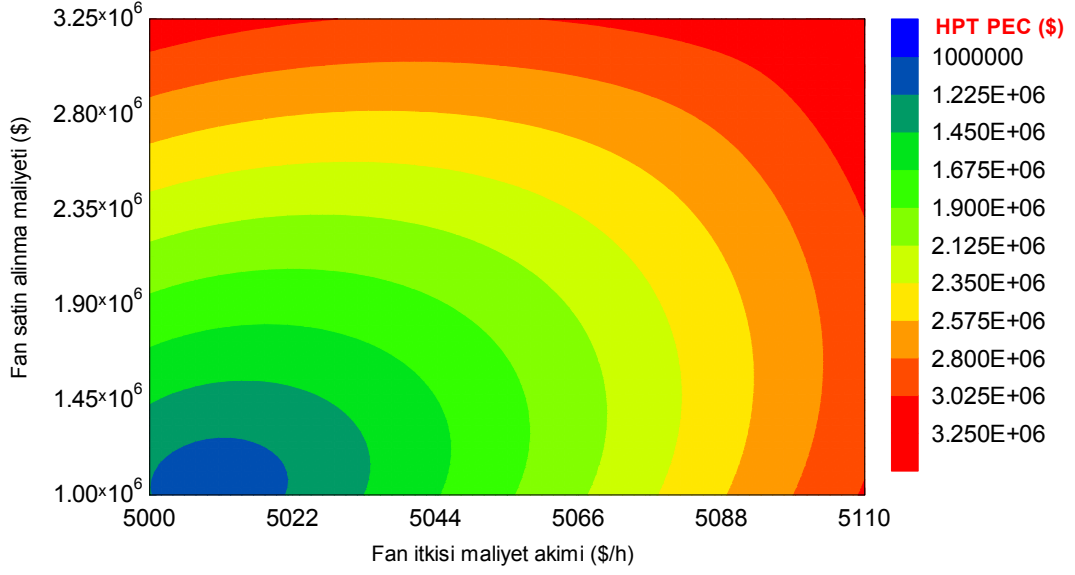
Şekil 3. 12. Yanma odası ve LPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri



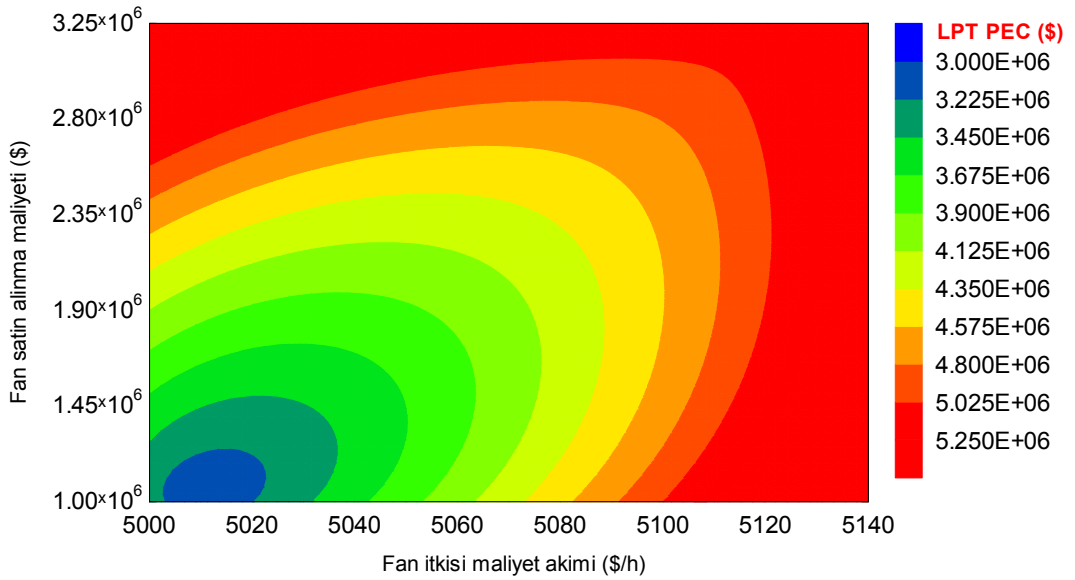
Şekil 3. 13. Fan ve LPC PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri



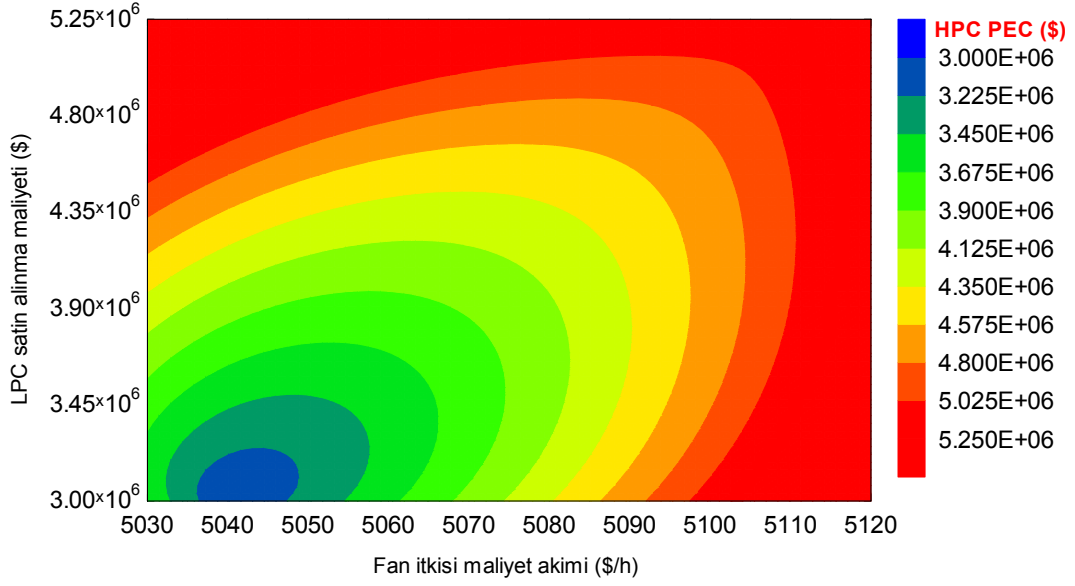
Şekil 3. 14. Fan ve HPC PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri



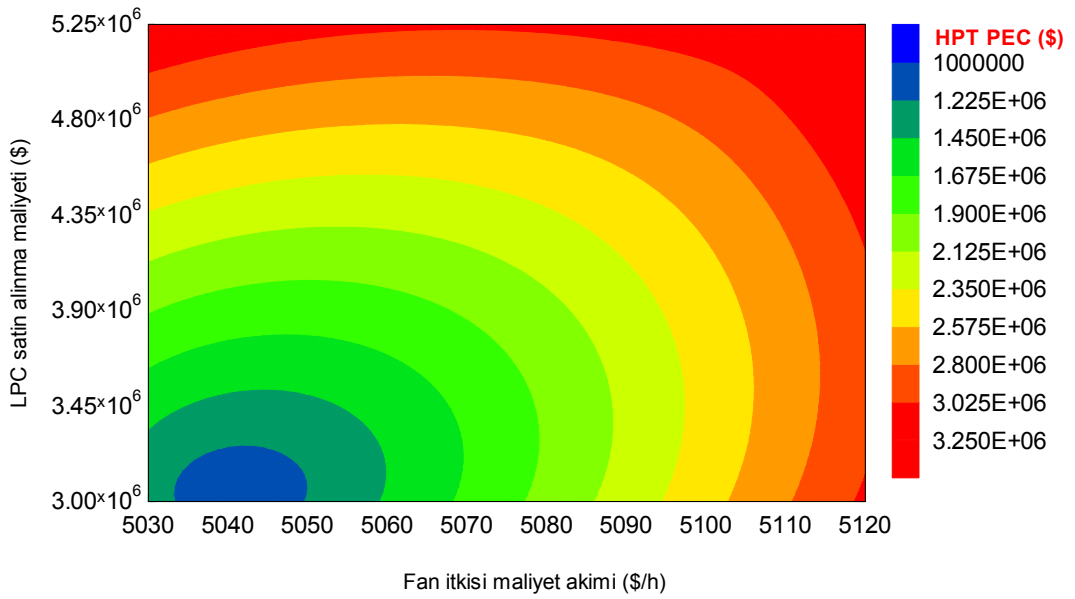
Şekil 3. 15. Fan ve HPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri



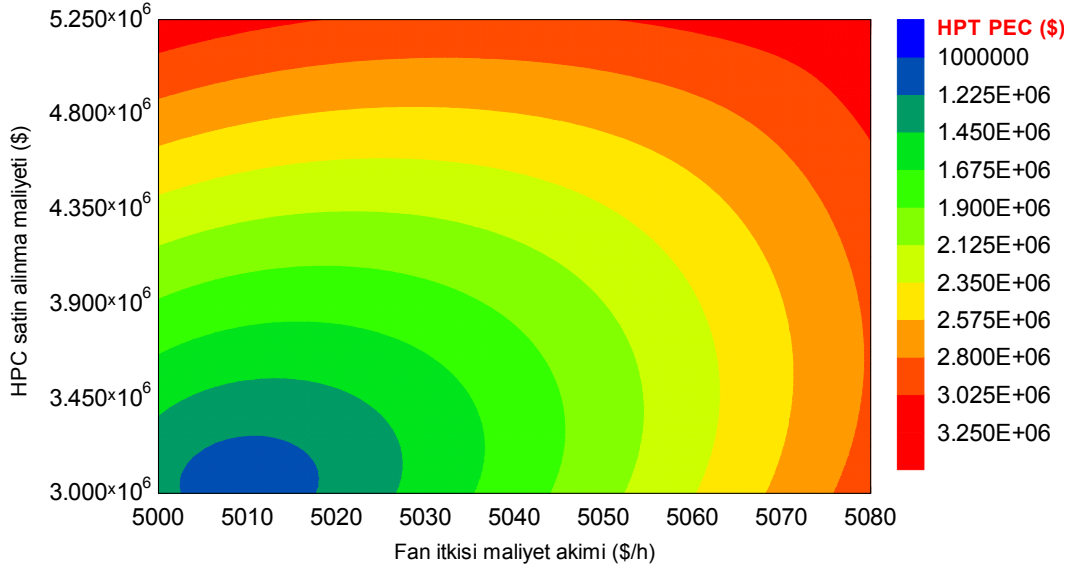
Şekil 3. 16. Fan ve LPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri



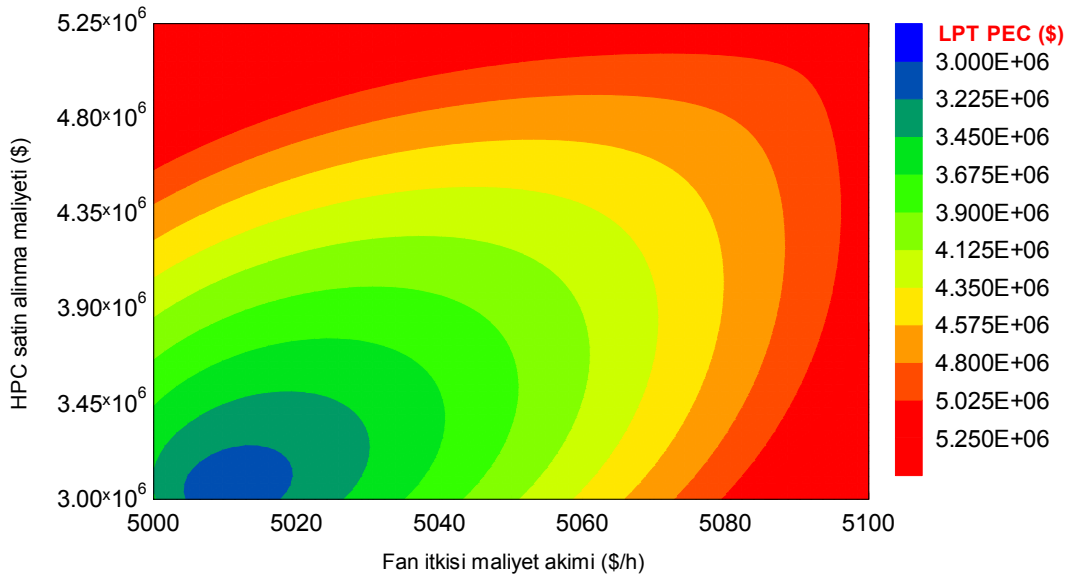
Şekil 3. 17. LPCve HPC PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri



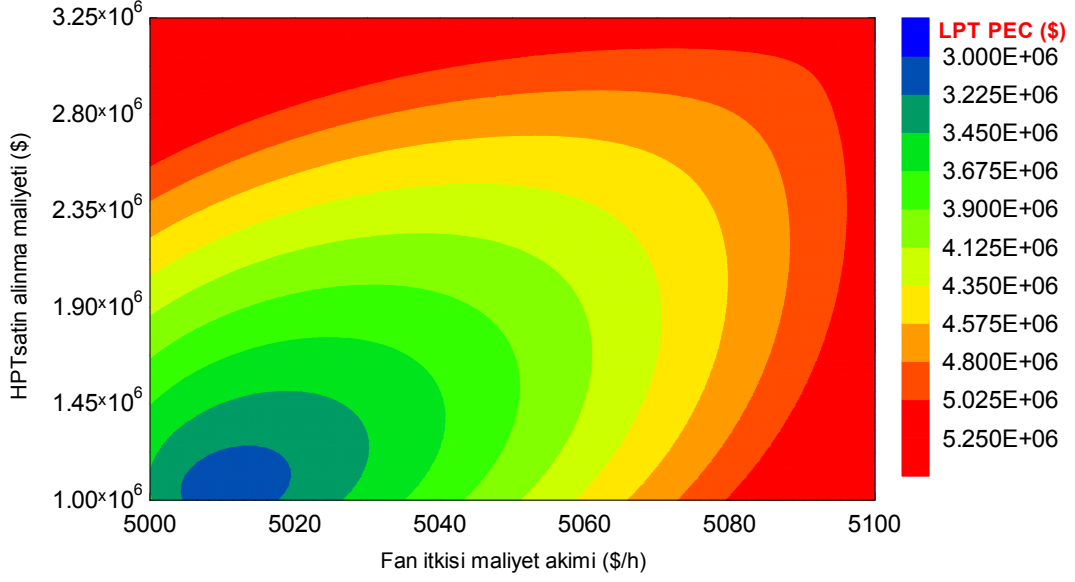
Şekil 3. 18. LPC ve HPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri



Şekil 3. 19. HPC ve HPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri

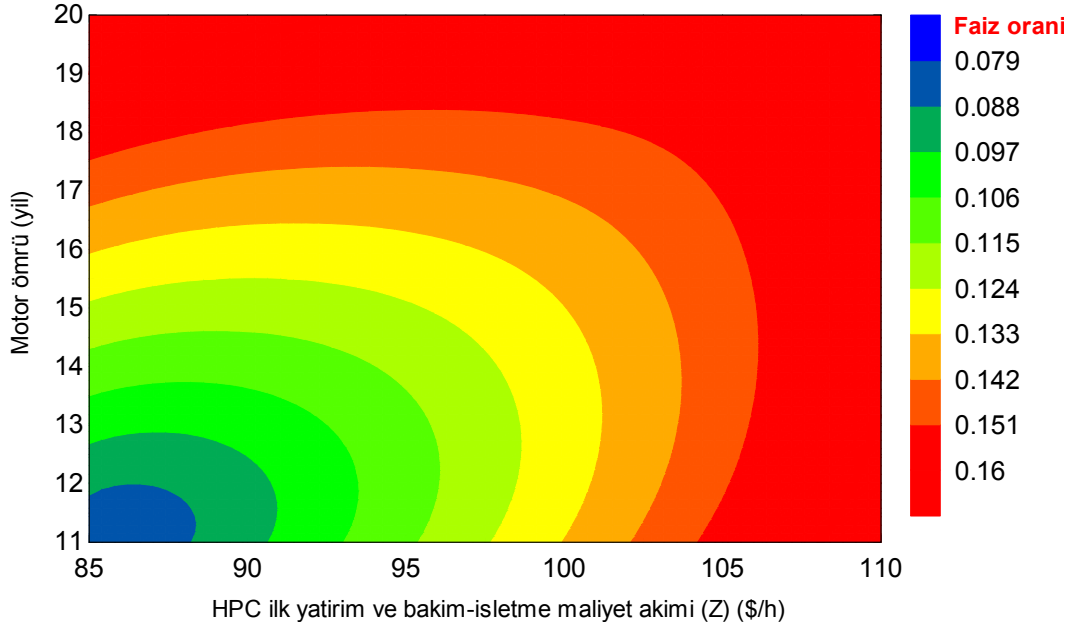


Şekil 3. 20. HPC ve LPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri

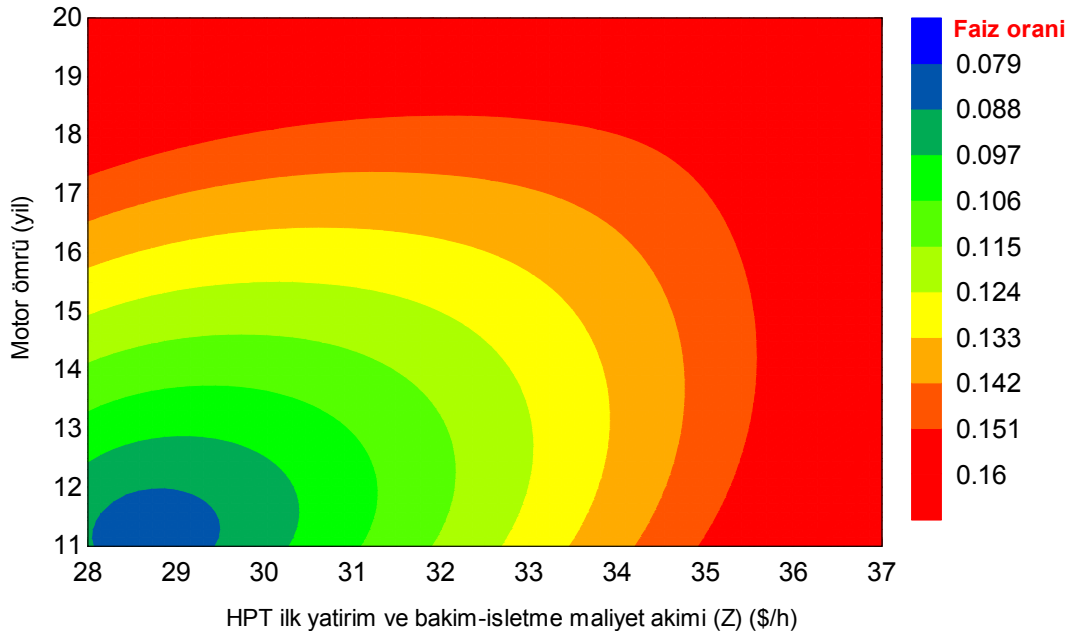


Şekil 3. 21. HPT ve LPT PEC değerinin fan itkisi maliyet akımına etkileri

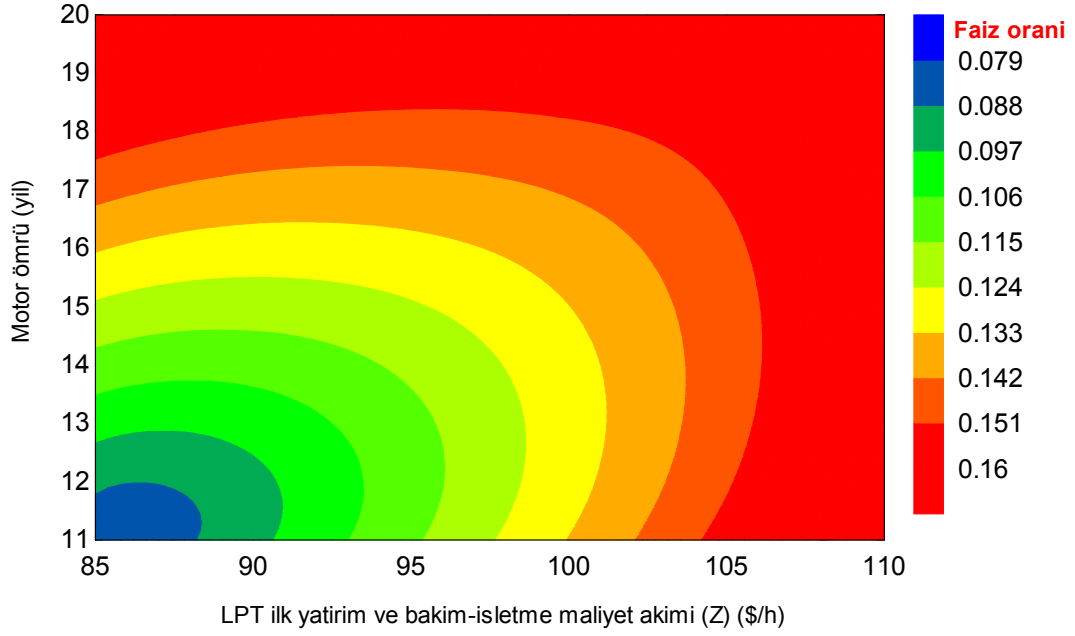
Bunda sonraki grafik setinde Şekil 3.22 ve 3.28 arasındaki grafiklerle, motor ömrü ve faiz oranlarının değişiminin ayrı ayrı sistem elemanları ve tüm motor üzerine etkileri gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 3.29 ve 3.30'da ise motor ömrü ve faiz oranlarının fan ve egzoz itkisi maliyet akımları üzerindeki etkisi verilmiştir.



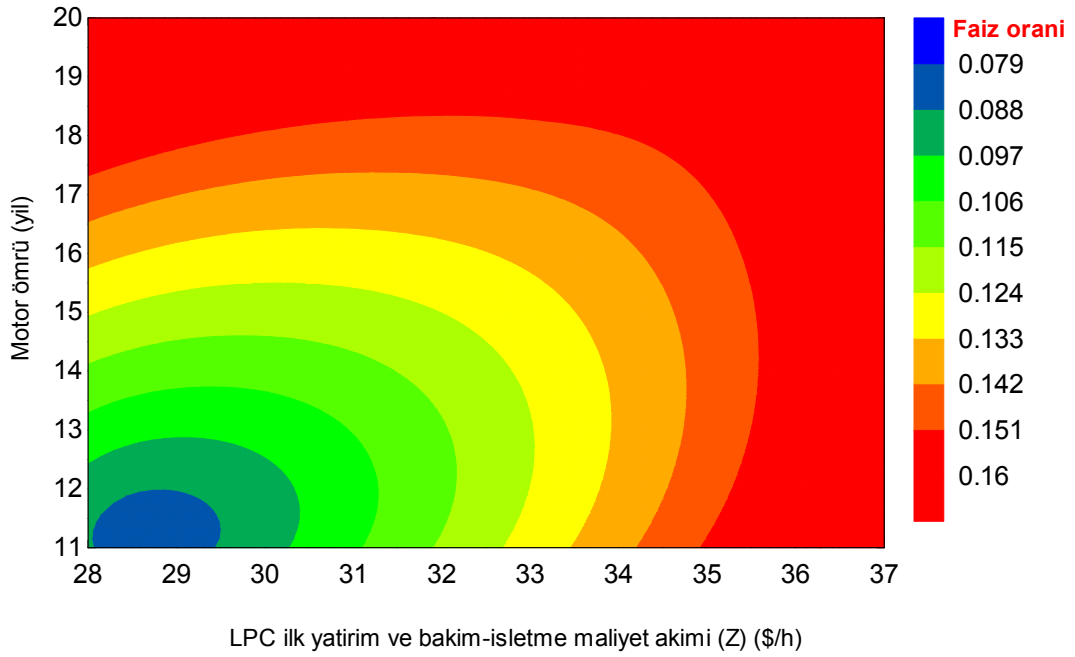
Şekil 3. 22. Motor ömrü ve faiz oranının HPC 'Z' değeri üzerine etkisi



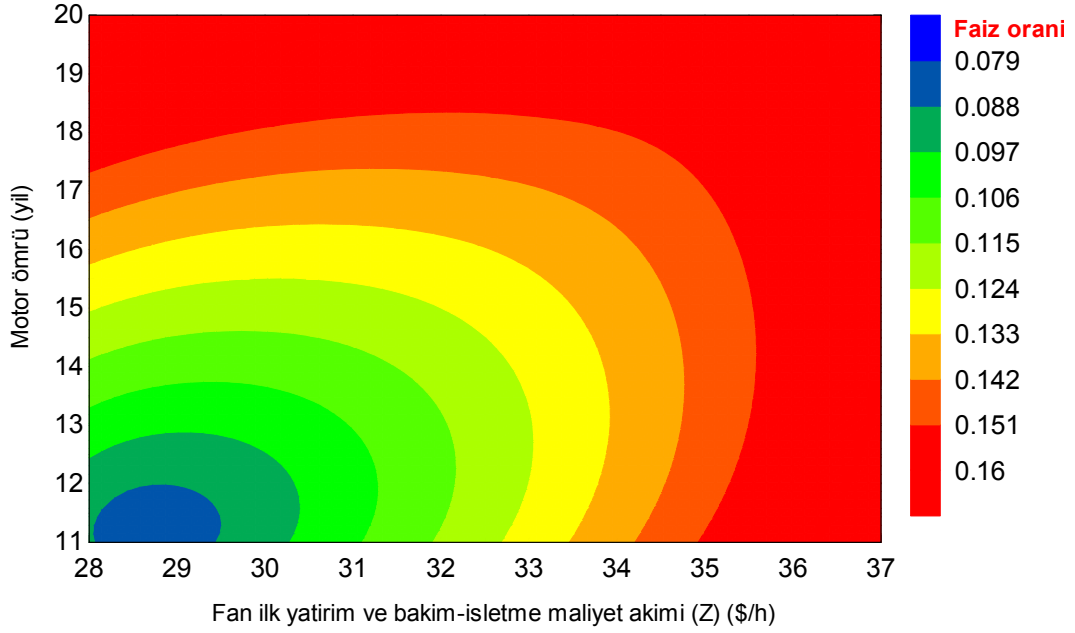
Şekil 3. 23. Motor ömrü ve faiz oranının HPT 'Z' değeri üzerine etkisi



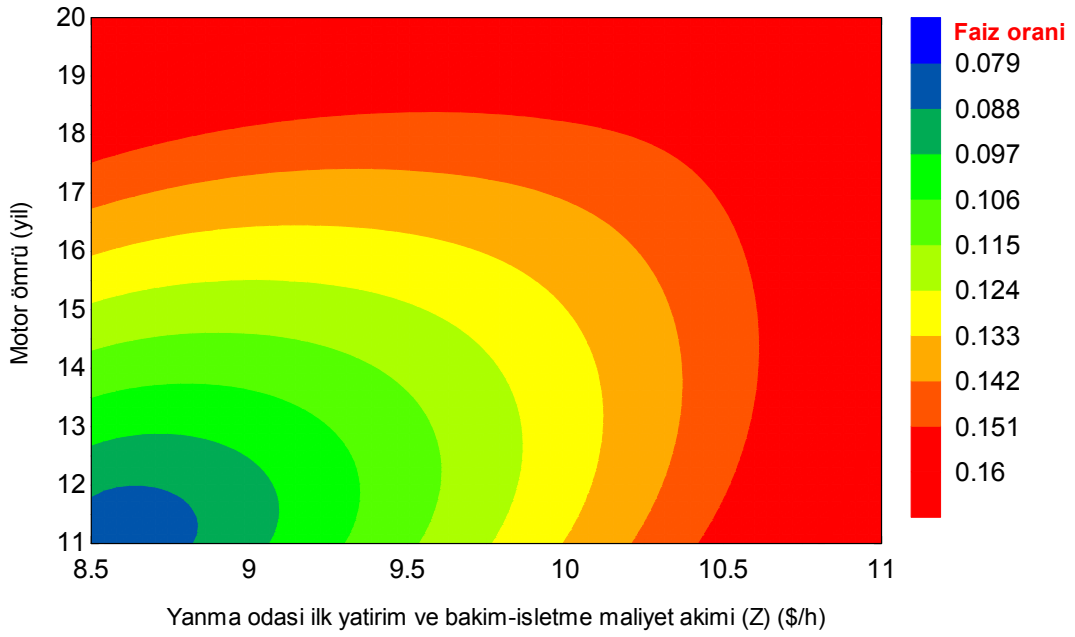
Şekil 3. 24. Motor ömrü ve faiz oranının LPT 'Z' değeri üzerine etkisi



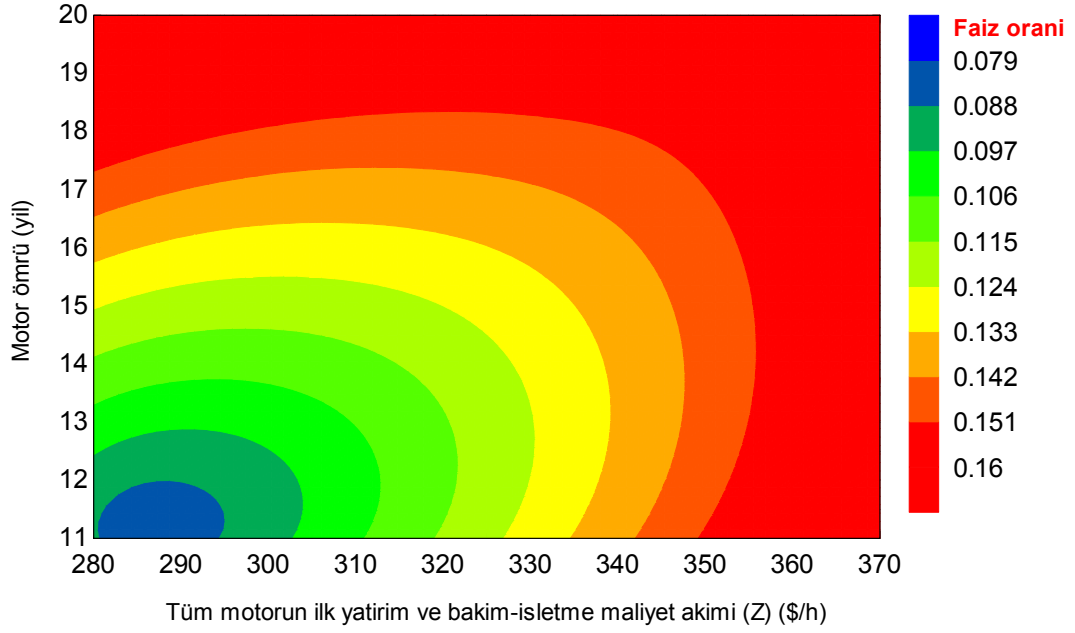
Şekil 3. 25. Motor ömrü ve faiz oranının LPC 'Z' değeri üzerine etkisi



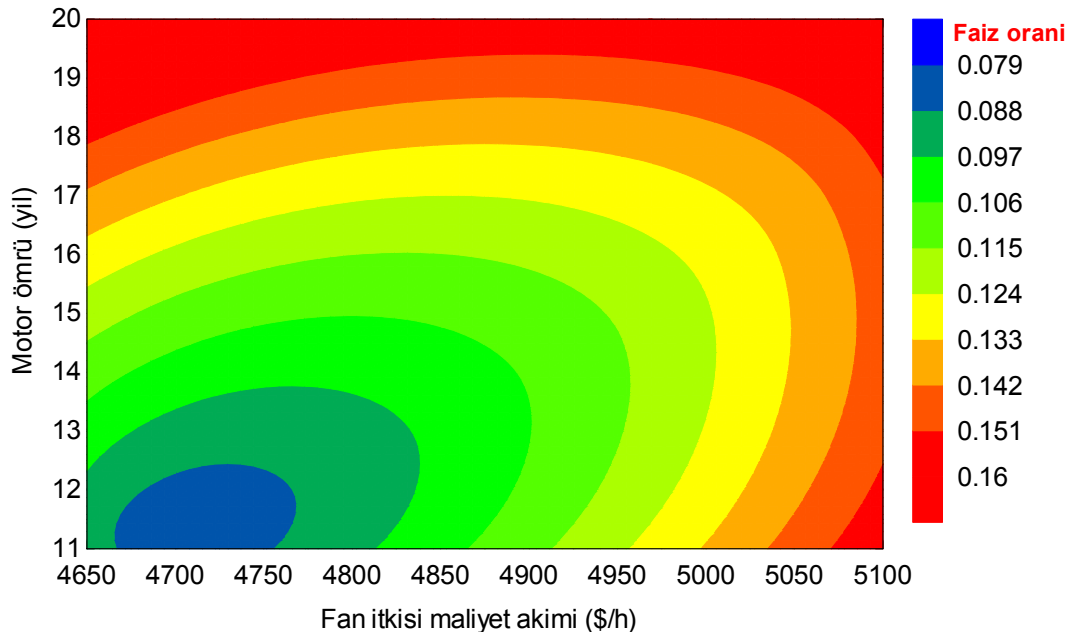
Şekil 3. 26. Motor ömrü ve faiz oranının fan 'Z' değeri üzerine etkisi



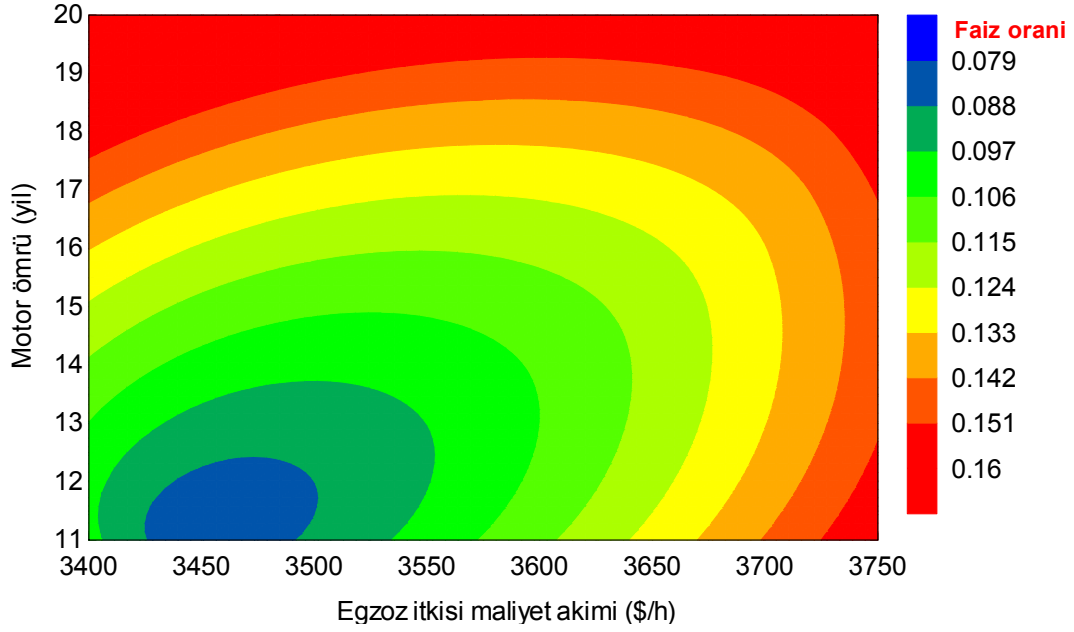
Şekil 3. 27. Motor ömrü ve faiz oranının yanma odası 'Z' değeri üzerine etkisi



Şekil 3. 28. Motor ömrü ve faiz oranının tüm motorun 'Z' değeri üzerine etkisi



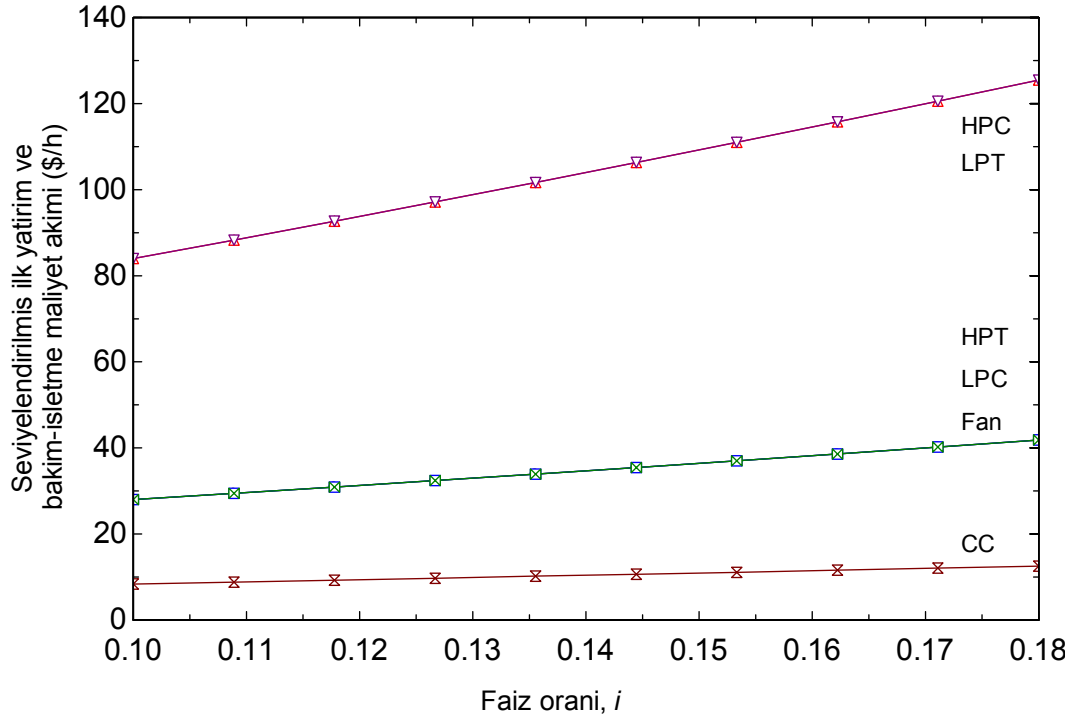
Şekil 3. 29. Motor ömrü ve faiz oranının fan itkisi maliyet akımı üzerine etkisi



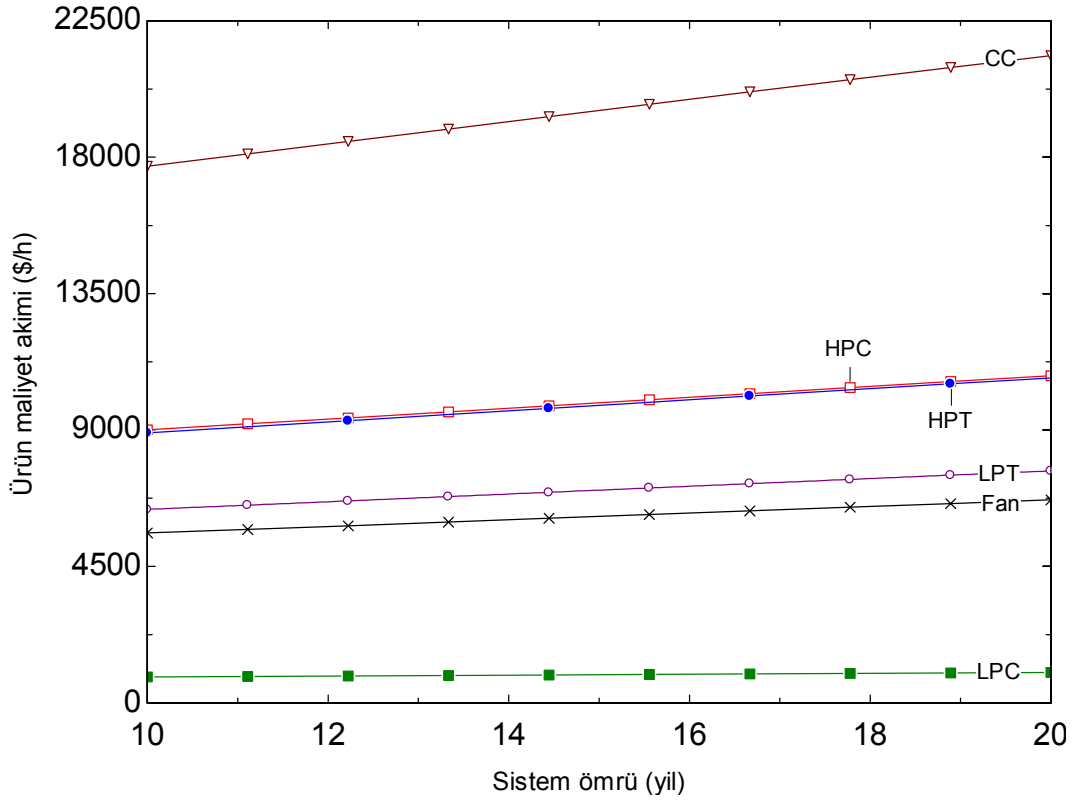
Şekil 3. 30. Motor ömrü ve faiz oranının egzoz itkisi maliyet akımı üzerine etkisi

Şekil 3.31’de motor elemanlarının \dot{Z} değerlerinin faiz oranına göre değişimi verilmiştir. Bu değişimin üç grup halinde olduğu görülmüştür. Buna göre değişimin en yüksek olduğu elemanlar 41.74 \$/h ile HPC ve LPT olarak bulunmuştur. Bu iki elemanı, 13.913 \$/h ile HPT, LPC ve Fan takip etmektedir. Değişimin en düşük olduğu eleman ise % 4.174’lük değeri ile yanma odası olmuştur. Bu değerlerin söz konusu elemanlara ait PEC değerleriyle doğru orantılı bir şekilde geliştiği açıktır. Ancak buradan elde edilecek sonuçlardan önemli bir tanesi faiz oranlarının seviyelendirilmiş ilk yatırım ve bakım-işletme maliyetlerine önemli bir yansımalarının bulunduğu ve bu durumun örneğin HPC veya LPT’nin \dot{Z} değerlerinde, % 10-% 18 faiz oranları için yaklaşık olarak % 50 gibi bir artışa neden olduğudur.

Şekil 3.32’de ünitelerin, farklı sistem ömrü seçimleri için ürün maliyet akımlarındaki değişim incelenmiştir. Sistem ömründen en çok etkilenen ünite % 20.62’lik değişim oranı ve 3650.932 \$/h değişim değeri ile yanma odası olmuştur. Yanma odasını, değişim oranları % 20.38 ve % 19.82 ile sırasıyla HPT ve HPC izlemektedir. Diğer elemanların değişim oranları ise LPT % 19.83, fan



Şekil 3. 31. Seviyelendirilmiş ilk yatırım ve BI maliyetlerinin faiz oranına göre değişimi

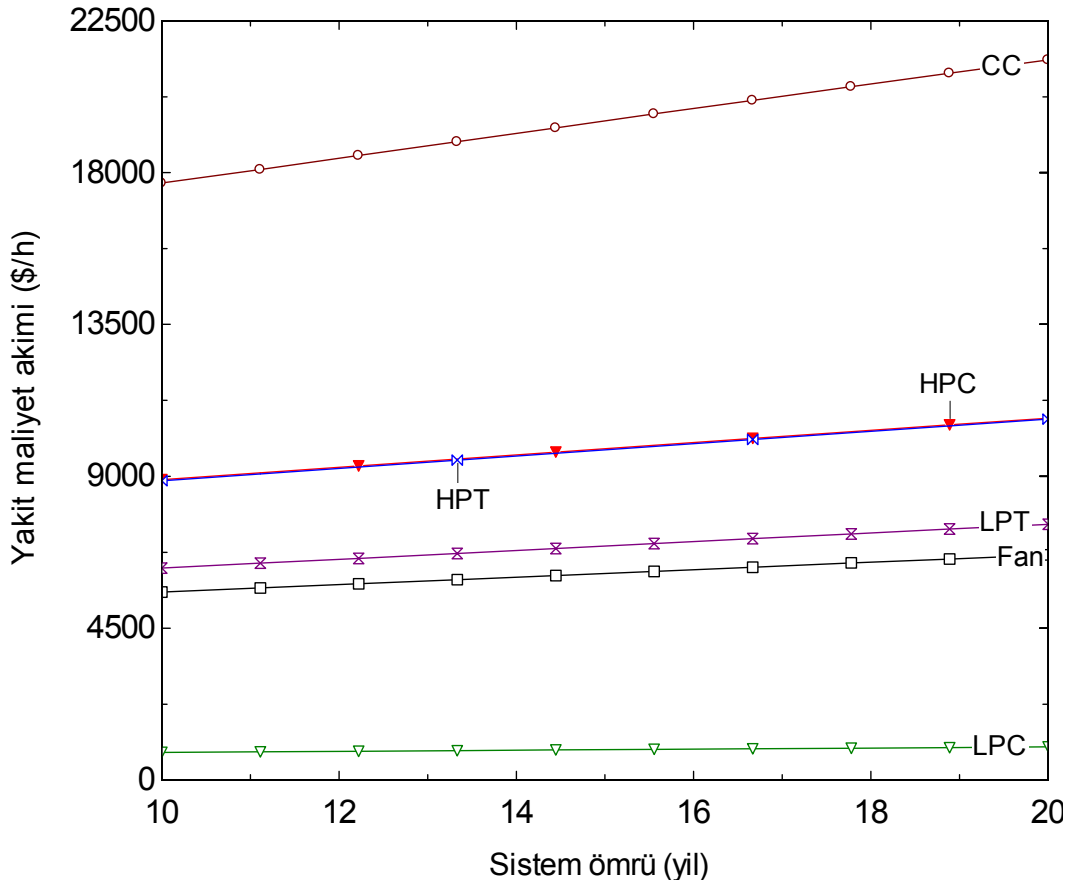


Şekil 3. 32. Ürün maliyet akımının sistem ömrü ile değişimi

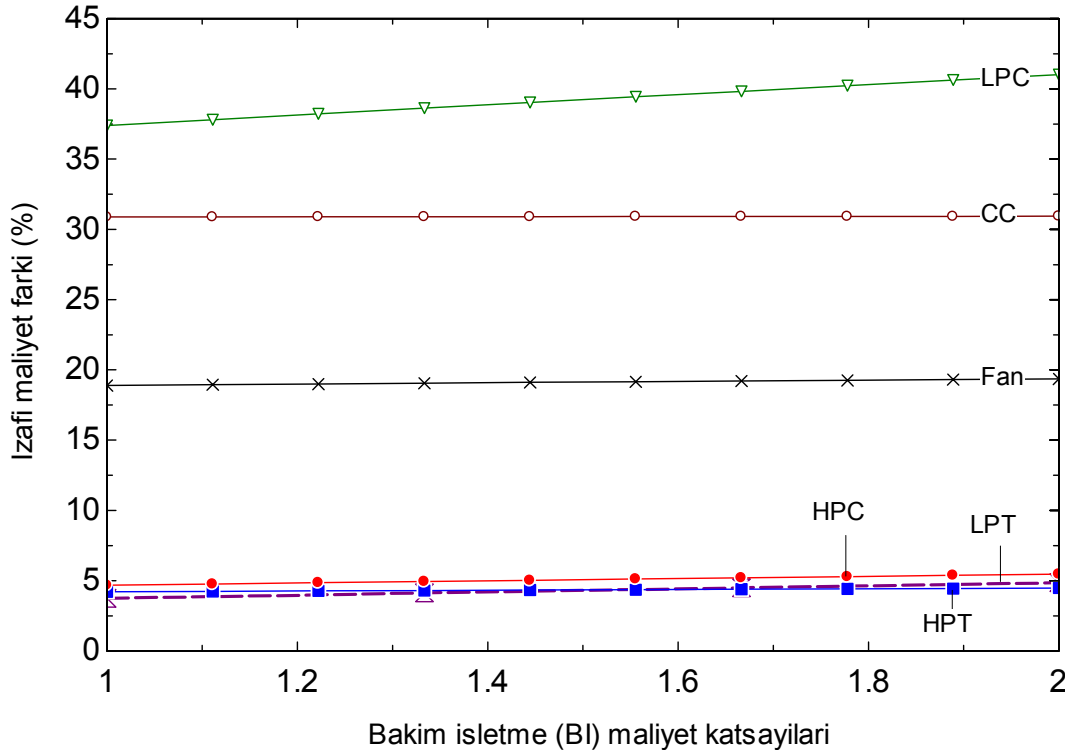
% 19.53 ve LPC % 17.87 şeklinde bulunmuştur. Bu sonuç, sistem ömrünün 10 yıldan 20 yıla iki kat artırılmasının ortalama olarak tüm sistem elemanlarının ürün maliyet akımlarını % 20 artırdığını işaret etmektedir.

Şekil 3.32'dekine benzer bir grafik yakıt maliyetleri için çizilmiştir. Şekil 3.33'teki sıralama, ürün maliyet akımları için çizilen grafiğe benzer sıralamada elde edilmiştir. Ayrıca değişim oranları da bir önceki grafikte olduğu gibi % 20 civarlarında bulunmuştur.

Şekil 3.34'te sistem elemanlarına ait izafi maliyet farklarının OM maliyet katsayısının 1 ve 2 arasındaki değerlerine göre değişimi görülmektedir. Değişimin en yüksek olduğu eleman % 3.63'lük artışla LPC şeklinde bulunmuştur. LPC'yi, % 1.10, % 0.78, % 0.47, % 0.26 ve % 0.05 değerleriyle sırasıyla LPT, HPC, fan, HPT ve yanma odası izlemektedir. Bu grafikte izafi maliyet farkındaki artış miktarının lineer değildir. Örnek vermek gerekirse, LPC'nin izafi maliyet farkı



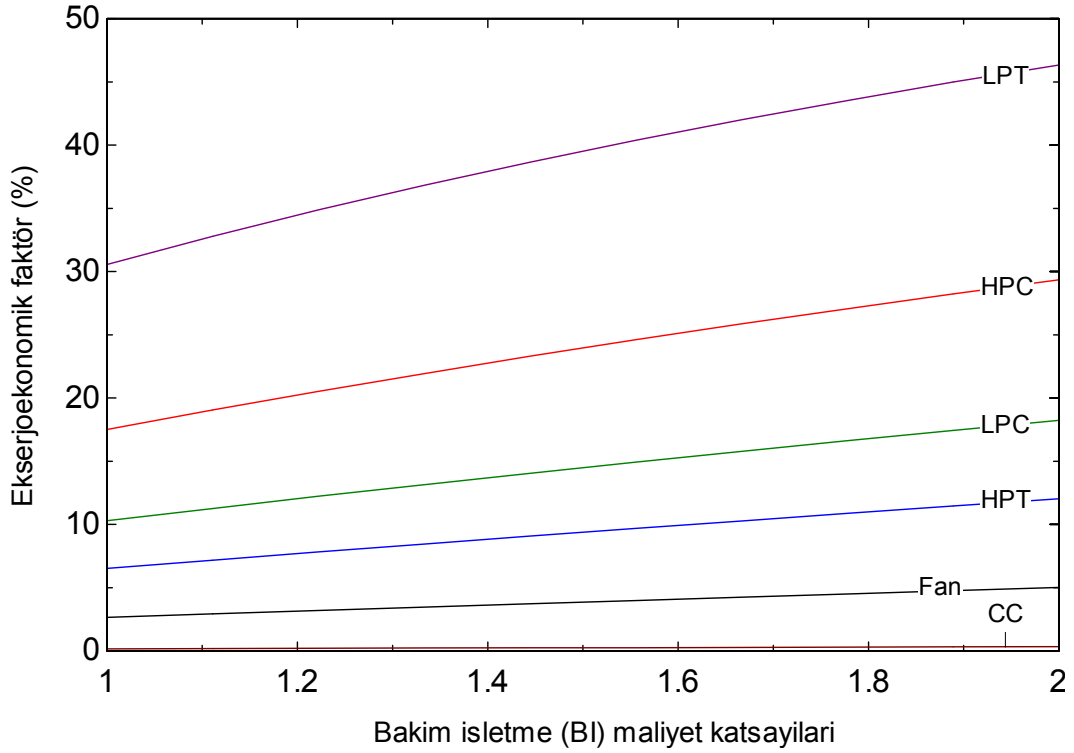
Şekil 3. 33. Yakıt maliyet akımının sistem ömrü ile değişimi



Şekil 3. 34. İzafi maliyet farklarının BI katsayısı ile değişimi

artışı BI katsayısı 1.556'da 0.403'ken, 1.667'de 0.400'e inmiş ve 2 değerine kadar da inmeye devam etmiştir. Diğer taraftan LPT ve HPC'de daha ilk değerden itibaren 'izafi maliyetlerdeki farkın artış hızı' düşüş göstermektedir. sonuç olarak BI katsayısının artması ile izafi maliyet farklarındaki artış hızı düşme eğilimi taşımaktadır.

BI maliyet katsayısının ünitelerin ekserjoekonomik faktörleri üzerine etkisi Şekil 3.35'de incelenmiştir. Buna göre ekserjoekonomik faktörleri en yüksek olan elemanlar, PEC değerlerinin de yüksek olmasının doğal sonucuyla % 15.80 ile LPT ve % 11.84 ile HPC olarak bulunmuşlardır. Bu sonuç ayrıca ekserji yıkımının HPC'de daha yüksek olması ile de desteklenmektedir. Diğer ünitelerin değişim oranları, % 7.93, % 5.51, % 2.37 ve % 0.16 değerleriyle sırasıyla LPC, HPT, fan ve yanma odası şeklinde elde edilmiştir.

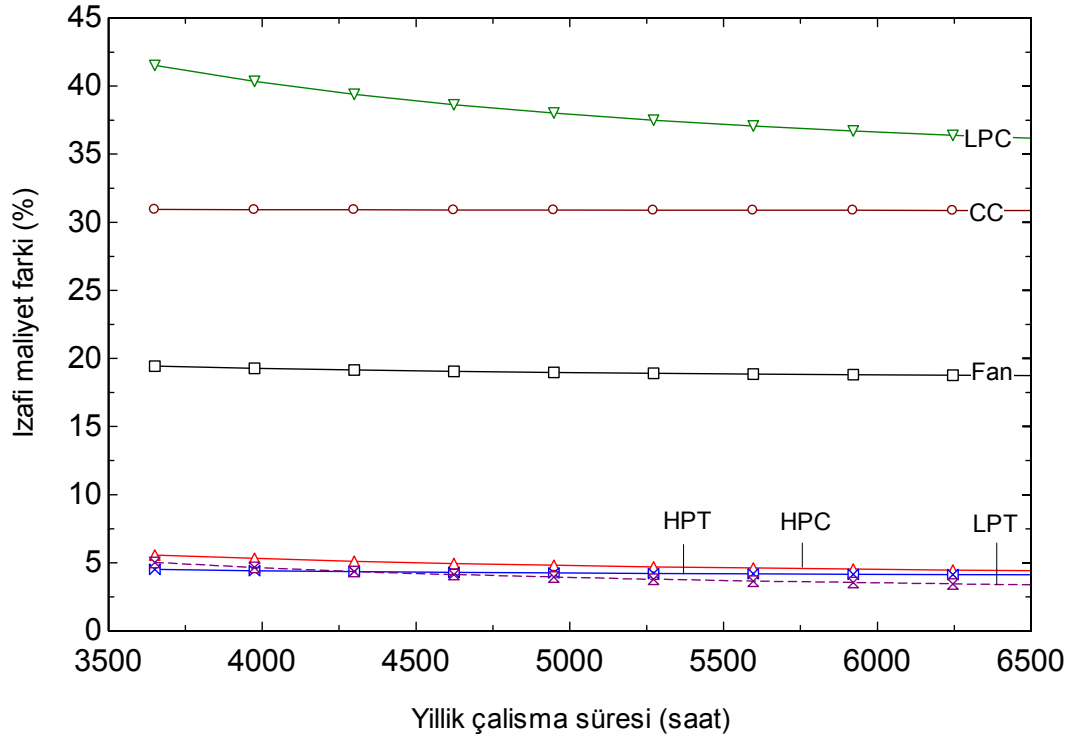


Şekil 3. 35. Ekserjoekonomik faktörün BI katsayısıyla değışimi

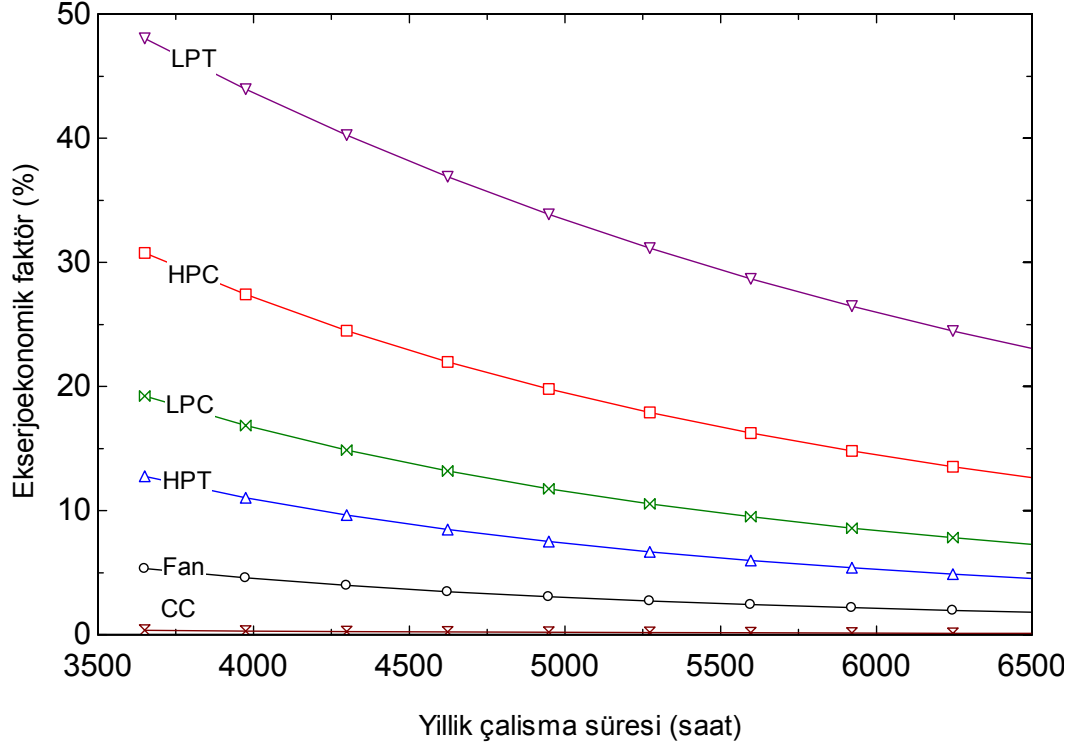
Şekil 3.36 ve 3.37’de ise izafi maliyet farkları ve ekserjoekonomik faktör parametrelerinin yıllık çalışma süresiyle değışimini veren grafikler çizilmiştir. Yıllık çalışma süresi her iki grafik için de alt sınır olarak 10 saat/gün = 365 saat ve 18 saat / gün = 6570 saat olarak belirlenmiştir. İlk şekilde izafi maliyet farkı % 5.41 değeri ile en çok LPC’de kaydedilmiştir. Diğer elemanlar için izafi maliyet farkı değışimleri % 1.64, % 1.17, % 0.70, % 0.39 ve % 0.07 ile sırasıyla LPT, HPC, fan, HPT ve yanma odası şeklinde ortaya çıkmıştır.

Çalışma süresinin artırılması Şekil 3.37’de görüldüğü üzere ünitelerin ekserjoekonomik faktörlerini de düşürmüştür. Çalışma süresinin $n=10$ saatten $n=18$ saate çıkarılması, örneğin LPT’de % 50’ye yakın bir düşüşe neden olmuştur. Böylece yüksek kapasitede çalışan ünitelerin yenileştirilmesi üzerine yapılacak olan çalışmalar için yüksek ilk yatırım maliyetlerinin negatif etkisi düşmüş olacaktır.

Havacılıkta uçağın yerde kalma süresinin artması işletme için büyük bir zarardır. Bu durum göz önüne alındığında, çalışma süresinin artması sadece



Şekil 3. 36. İzafi maliyet farklarının yıllık çalışma süresi ile değişimi



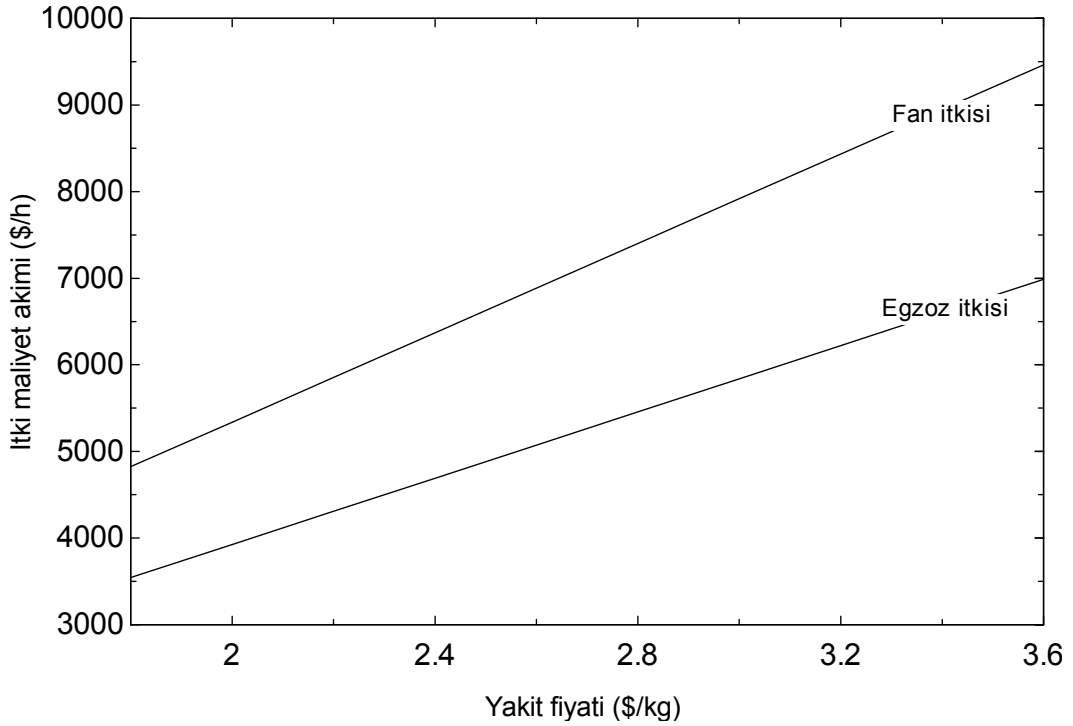
Şekil 3. 37. Ekserjoekonomik faktörün yıllık çalışma süresiyle değişimi

işletmenin daha yüksek kar elde etmesini sağlamayacak aynı zamanda ileride teknolojik gelişmelerin ortaya çıkaracağı yeniliklerden faydalanılması için de imkan sağlayacaktır.

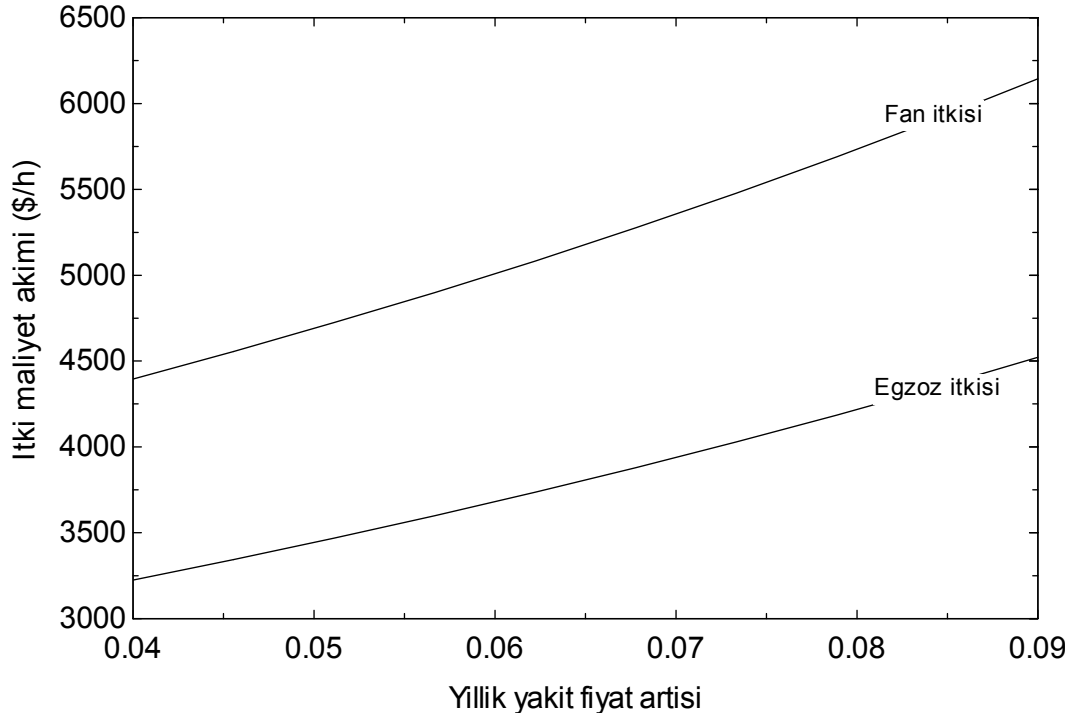
Diğer elemanların ekserjoekonomik faktörlerindeki düşüşler sırasıyla, HPC % 18.36, LPC % 12.11, HPT % 8.32, fan % 3.55 ve son olarak % 0.24 ile yanma odası şeklinde sıralanabilir.

Yakıt fiyatının itki maliyet akımına etkisi Şekil 3.38'de gösterilmektedir. Birim yakıt fiyatının 1.8 \$/kg'dan 3.6 \$/kg'a çıkması fan ve egzoz itkisinde sırasıyla % 96.21 ve % 97.21 oranında artışa neden olmuştur.

Şekil 3.39'da yıllık yakıt fiyat artışı etkisi görülmektedir. Bu çalışmada % 6 olarak alınmış olmakla birlikte yakıt fiyatları için kesin bir yıllık artış miktarı belirlemek olanaksızdır. Bu durumda farklı artış miktarlarının etkisinin incelenmesi faydalı olmaktadır. % 4 ve % 9 yıllık yakıt fiyatı artışı değerlerine göre her iki itki türünde de yaklaşık % 40 civarında bir artış meydana gelerek % 9 yıllık yakıt artışı için fan ve egzoz itkileri sırasıyla 1748.74 ve 1297.85 \$/h artarak 6143.80 ve 4522.85 \$/h değerlerine yükselmiştir.



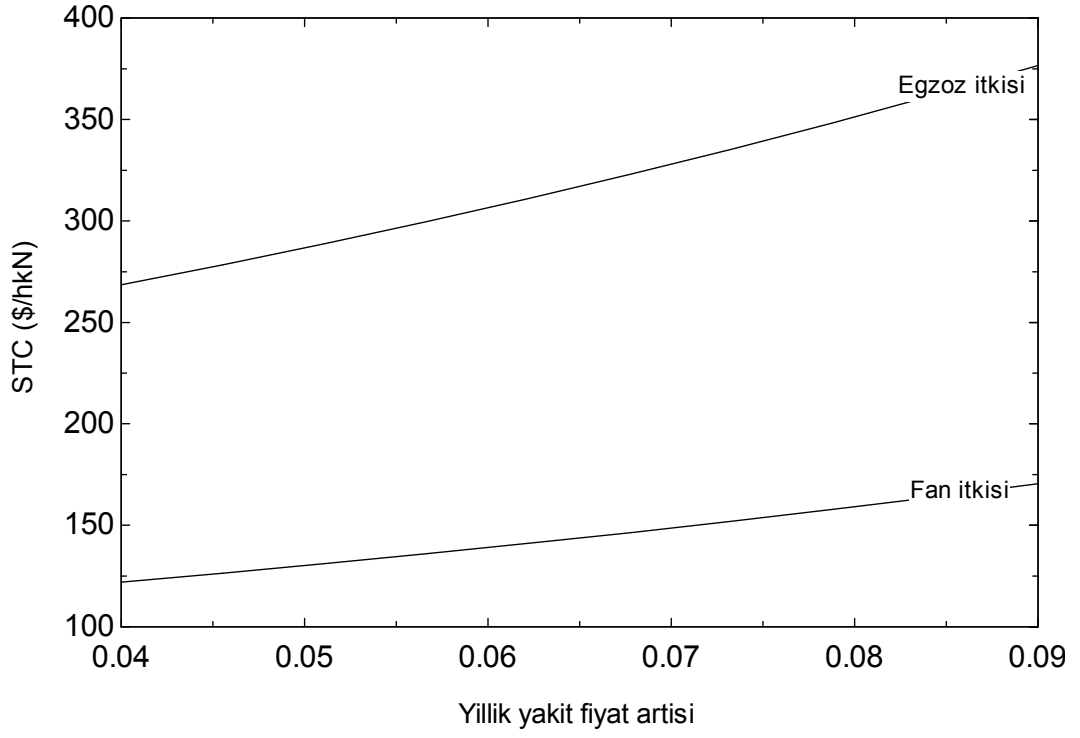
Şekil 3. 38. İtki maliyet akımının yakıt fiyatıyla değişimi



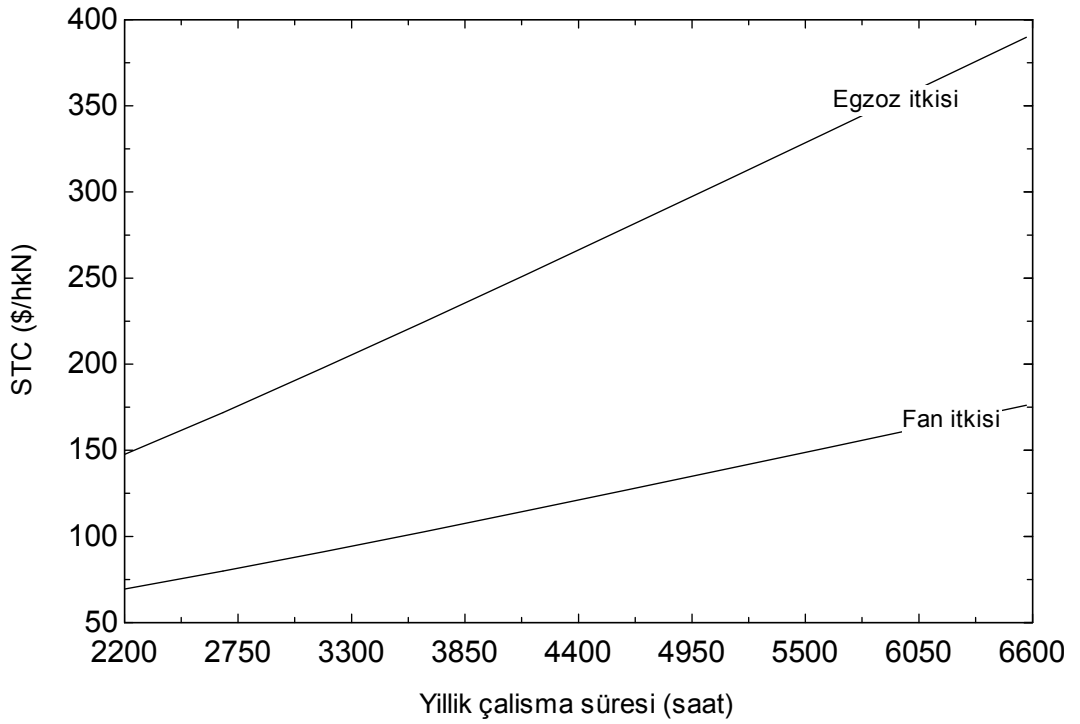
Şekil 3. 39. Yıllık yakıt fiyat artışının itki maliyet akımı üzerindeki etkisi

Şekil 3.40'da yıllık yakıt fiyat artışının STC üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sonuçlar Şekil 3.39'da elde edilenlere benzerdir. Fan ve egzoz STC'si, yıllık yakıt fiyat artışının verilen aralığında yaklaşık olarak % 40 oranında, sırasıyla 48.54 ve 108.06 \$/hkN artarak 170.52 ve 376.59 \$/hkN'a ulaşmıştır. Yıllık yakıt fiyat artışının % 4'ten % 6'ya olması durumunda, STC yaklaşık olarak % 15 artarak 311.05 ve 141.08 \$/hkN'a yükselmektedir.

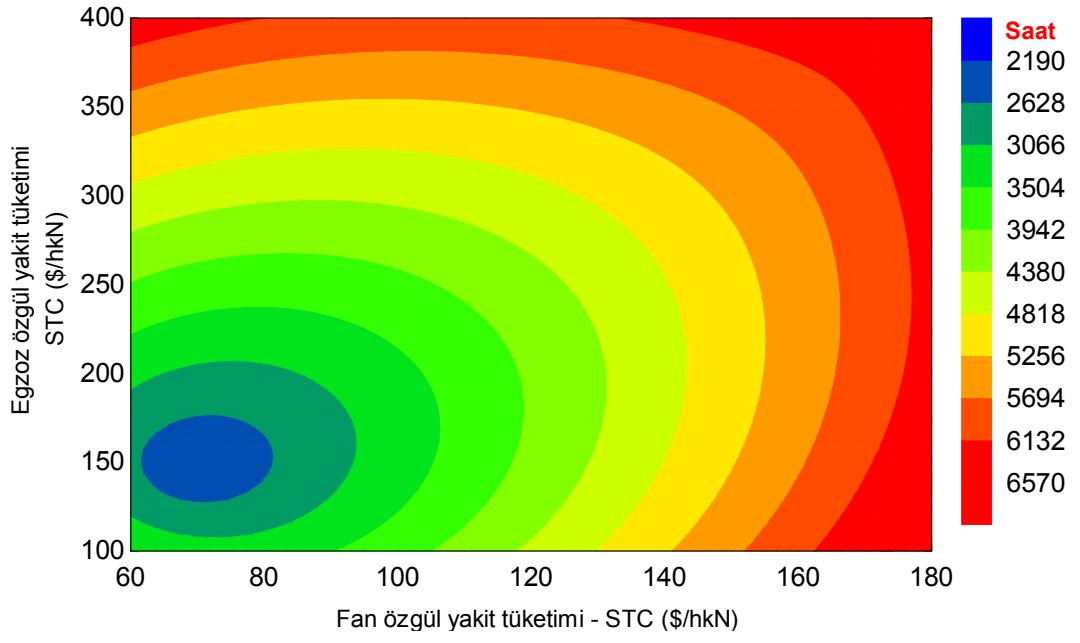
Yıllık çalışma süresi ekserjoekonomik analizlerde büyük önem taşıyan parametrelerdendir. Bu parametrenin STC üzerindeki etkisi Şekil 3.41 ve 3.42'de verilmiştir. Çalışma süresi olarak 6 saat / gün ile 18 saat / gün aralığında fan ve egzoz STC'lerinin % 154.39 ve % 165.16 oranında artış göstererek 106.91 ve 242.80 \$/hkN'a yükseldiği görülmüştür.



Şekil 3. 40. Yıllık yakıt fiyat artışının itki maliyet oranı üzerindeki etkisi



Şekil 3. 41. Yıllık çalışma süresinin itki maliyet akımı üzerindeki etkisi



Şekil 3. 42. Yıllık çalışma süresinin egzoz ve fan STC'leri üzerine etkisi

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, geniş gövdeli, orta-uzun menzilli sivil yolcu uçaklarında kullanılan CF6-80 tipi yüksek by-pass oranlı bir turbofan motor için ekserjoekonomik analiz yapılmıştır. Çalışma sonuçları aşağıda sıralanmaktadır:

- a. Yapılan hesaplamalar sonucunda turbomakine bölümlerinden LPC ile egzoz lülesinin ekserji verimleri % 99 gibi yüksek bir değerde bulunurken, diğer turbomakine bölümlerinden HPC, HPT ve LPT'nin ekserji verimleri % 96 civarlarında ve son olarak da fanın ekserji verimi % 81 olarak hesaplanmıştır. Turbomakine bölümlerinin ekserji verimlerinin bu kadar yüksek çıkması, bu elemanların izantropik verimlerinin yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Diğer yandan ekserji veriminin % 76.42 değeri ile en düşük yanma odasında olduğu gözlenmiştir.
- b. Ekserji yıkımının en yüksek olduğu sistem elemanı, 14.75 MW ile ekserji veriminin en düşük olduğu (% 76.42) yanma odası olarak bulunmuştur. Yanma odasını ikinci olarak 2.77 MW ile fan takip etmektedir. Diğer elemanların ekserji yıkımları 1 MW'ın altında hesaplanmıştır.
- c. Yakıt tüketim oranı ve verimlilik kaybı parametreleri en yüksek yanma odası ve fanda olmak üzere sırasıyla yanma odası için % 9.78 ve % 11.23 ile fan için % 1.84 ve % 2.11 şeklinde bulunmuştur. Diğer elemanların yakıt tüketim oranları ve verimlilik kayıpları % 1'in altında bulunmuştur.
- d. Yakıt ekserji faktörü, yanma odası, HPT, HPC, LPT ve fanda diğer iki elemana göre daha yüksek çıkmıştır. Bunun nedeni yukarıda sayılan elemanların girişlerinde yüksek bir yakıt ekserji değerine sahip olmalarıdır.
- e. Yakıt ekserji faktörüne benzer bir parametre ilk kez bu çalışmada geliştirilmiştir. 'Ürün ekserji faktörü' olarak isimlendirilen bu parametre (p), elemanın ürün ekserjisinin toplam ürün ekserjisindeki oranı şeklinde

tanımlanmıştır. Buna göre elde edilen sıralama yakıt ekserji faktöründeki sıralamayla aynı fakat farklı değerlerde bulunmuştur.

- f. İyileştirme potansiyeli, en yüksek yanma odası ve fanda elde edilmiştir. Ancak, ekserji yıkımının kaçınılabilir ve kaçınılamaz kısımları göz önüne alındığında yanma odasında ortaya çıkan ekserji potansiyeli bugünkü teknolojik sınırlamalar nedeniyle gerçek bir anlam taşımamaktadır. Bununla birlikte yanma odası için elde edilen bu değer, yanma teknolojilerinde ilerlemeyi motive edebileceği düşünülmektedir.
- g. İlk kez bu çalışmada geliştirilen bir başka parametre de ‘izafi ekserji farkı (κ)’ olarak tanımlanmıştır. Bu parametrenin yakıt tüketim oranından farkı, üniteye meydana gelen ekserji yıkımını, toplam yakıt ekserjisi içerisinde düşünmek yerine aynı elemanın yakıt ekserjisine göre değerlendirmek olarak ifade edilebilir. Bu parametre diğer bir deyişle, üniteye sağlanan yakıt ekserjisinin ne kadarının ekserji yıkımına harcandığı şeklinde yorumlanabilir.
- h. Ekserji analizi ile ilgili bir başka parametre olan termodinamik kalite, ünitelerin giriş ve çıkışları için araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar grafik halinde verilirken, LPT girişindeki termodinamik kalitenin HPT girişindeki değerinden daha yüksek olduğu bulunmuştur. LPC ve HPC arasında da benzer bir durumla karşılaşılmıştır.
- i. Motor elemanları için ekserjoekonomik analizlerde standart olan izafi maliyet farkı, ekserjoekonomik faktör ve ekserji yıkım maliyet akımı parametreleri bulunmuştur. Ayrıca ekserji yıkım maliyeti, ortalama birim yakıt ekserji maliyeti ve ortalama birim ürün ekserji maliyeti değişkenlerine göre ayrı ayrı bulunup grafikte gösterilmiştir (Şekil 7.5).
- j. LPC ve LPT PEC değerlerinin, bu elemanların yakıt maliyet akımları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Motor elemanlarının, ikişerli gruplar halinde PEC değerlerindeki değişimin, fan lülesindeki itki maliyet akımına etkileri grafikler halinde gösterilmiştir. Ayrıca LPC ve LPT PEC değerlerinin egzoz lülesi maliyet akımına etkisi de incelenmiştir.

- k. Ekserjoekonomik analizlerde etkisi oldukça yüksek olan parametrelerden faiz oranı ve motor ömrü ile motor elemanlarının \dot{Z} değerleri ile fan ve egzoz itkisi maliyet akımları arasındaki ilişki araştırılmıştır. Bu çalışmada motor ömrü 15 yıl ve faiz oranı % 10 olarak seçilmekle birlikte, motor ömrünün 10-20 yıllar ve faiz oranlarının % 7- % 16 arasındaki değişimleri de gösterilmiştir.
- l. Bu parametrelerin birbirleriyle olan ilişkileri incelendikten sonra, ilk kez bu tezde geliştirilen üçüncü parametre olan STC, yani ‘ölgül itki maliyeti’ bulunmuştur. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları ile ekonomik değişkenleri göz önüne almasından dolayı bu parametrenin SFC’den daha yararlı olduğu düşünülmektedir. Bu tezde kullanılan verilere göre fan ve egzoz lülesinde meydana gelen itkinin ölgül itki maliyetleri sırasıyla 139.011 \$/hkN ve 306.437 \$/hkN olarak bulunmuştur. Ayrıca fan ve egzoz itkisinin maliyet akımları ise sırasıyla 5008.549 ve 3680.305 \$/h olarak hesaplanmıştır
- m. Birçok motor için, farklı çalışma şartları ve irtifa koşullarında STC değerlerinin elde edilmesi, motorların karşılaştırılması sayesinde uçak kullanıcılarının kendilerine daha uygun motor seçim olanakları sunulmasını sağlayacaktır. DOC’ların çok titiz hesaplamalarla elde edildiği ve bu sonuçların bilet fiyatlarından çalışanların ücretlerine kadar pek çok ekonomik değişken üzerindeki etkisi göz önüne alındığında bu parametrenin faydalı bir parametre olarak kullanılabilceği ortaya çıkmaktadır.

Yapılan ekserji ve ekserjoekonomik analiz çerçevesinde hazırlanan bu tezin hem enerjinin daha verimli şekilde kullanımı, hem de enerji sistemleri için kullanışlı bir analiz yöntemi olan ekserjoekonomik analiz yönteminin yaygınlaşması için faydalı olacağı umulmaktadır.

Bunda sonraki çalışmalar için öneriler aşağıda sıralanmıştır:

1. Başka motor tiplerinin ekserji ve ekserjoekonomik analizleri.

2. Bir havayolunda farklı motor tipleri kullanan aynı model uçaklar için özgül itki maliyetlerinin çıkarılması ve bununla ilgili optimizasyon çalışmalarının yapılması.
3. Helikopterlerin ekserjoekonomik analizinin yapılması

KAYNAKLAR

- [1] Koroneos C, Dompros A, Roumbas G, Moussiopoulos N., Advantages of use of hydrogen fuel as compared to kerosene. *Resources, Conservation and Recycling* **44**(2), 99–113, 2005.
- [2] Boeing. 2005. Outlook. www.boeing.com – giriş tarihi: Temmuz 2006.
- [3] Summary for policymakers – Aviation and the global atmosphere, 1999, (www.ipcc.ch) – giriş tarihi: Nisan 2007
- [4] Schumann, U., Volume 3: Causes and consequences of global environmental change, *Encyclopedia of Global Environment Change*, John Wiley & Sons, 178-186, 2002.
- [5] Rosen A., Dincer I., Exergoeconomic analysis of powerplants operating on various fuels, *Applied Thermal Engineering* **23**, 643–658, 2003.
- [6] Roth, B.A., Mavris D.N., A Comparison of Thermodynamic Loss Models Applied to the J-79 Turbojet Engine, AIAA2000-3715.
- [7] Etele J., Rosen M.A., Sensitivity of exergy efficiencies of aerospace engines to reference environment selection, *Exergy, an International Journal* **1** (2), 91-99, 2001.
- [8] Bejan A., Siems D.L., “The need for exergy analysis and thermodynamic optimization in aircraft development”, *International Exergy Journal*, **1** (1), 14-24, 2001
- [9] Aguilar A.Z. et al., Concept on thermoeconomic evaluation of steam turbines, *Applied Thermal Engineering*, **27**, 457-466, 2007.
- [10] Bilgen E., Exergetic and engineering analyses of gas turbine based cogeneration systems, *Energy*, **25**, 1215-1229, 2000.
- [11] Kim S.M. et al., Exergoeconomic Analysis of Thermal Systems, *Energy*, **23** (5), 393-406, 1998.
- [12] Czielsa F., Tsatsaronis T., Gao Z., Avoidable thermodynamic inefficiencies and costs in an externally fired combined cycle power plant, *Energy*, **31** (10-11), 1472-1489, 2006.
- [13] Kwak H.Y., Kim D.J., Jeon J.S., Exergetic and thermoeconomic analyses of power plants, *Energy*, **28**, 343-360, 2003.

- [14] Kwon Y-H., Kwak H-Y., Oh S-D., Exergoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems, *Exergy, an International Journal*, **1** (1), 31-40, 2001.
- [15] Dinçer İ., Technical, environmental and exergetic aspects of hydrogen energy systems, *International Journal of Hydrogen Energy*, **27**, 265–285, 2002.
- [16] Hotz N., Lee M.T., Grigoropoulos C.P., Senn S.M., Poulidakos D., Exergetic analysis of fuel cell micropowerplants fed by methanol, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **49**, 2397-2411, 2006.
- [17] Hepbaşı A., Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences, *Energy and Buildings*, 2007 (baskıda makale)
- [18] Moreno, R.M., Exergoeconomic analysis of a nuclear power plant, PhD Thesis, The University of Arizona, 1997.
- [19] Özgener Ö., Özgener L., Exergy and reliability analysis of wind turbine systems: A case study, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **11**, 1811-1826, 2007.
- [20] Özgener L., Hepbaşı A., Dinçer İ., A key review on performance improvement aspects of geothermal district heating systems and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **11**, 1675-1697, 2007.
- [21] Moran M. J., Shapiro H. N., *Fundamentals of engineering thermodynamics*, 4th, John Wiley & Sons, 1999.
- [22] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M., *Thermal Design and Optimization*, John Wiley and Sons Inc., 1996.
- [23] Rosen A.,M., Scott D.S., Entropy production and exergy destruction: Part II - illustrative technologies, *International Journal of Hydrogen Energy* **28**, 1315 – 1323, 2003.
- [24] Russell L.D., Adebiyi G.A., *Classical Thermodynamics*, Saunders College Publishing, 1993
- [25] Ahrendts, J., Reference states, *Energy – Int. J.*, **5**, 667-677, 1980.
- [26] Szargut J., Morris D.R. ve Steward F.R., *Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes*, Hemisphere Publishing Corporation,

1988.

- [27] Russel L.D., Adebisi G.A., Classical Thermodynamics, Saunders College Publishing, 1993
- [28] Edwards, C.F., Development of low-irreversibility engines, Energy Research at Stanford, 36sf., 2004
- [29] Dinçer İ., Thermodynamics, Exergy and Environmental Impact, Energy Sources, **22**, 723-732, 2000.
- [30] Zucrow M.J., Aircraft and Missile Propulsion, John Wiley & Sons Inc. NewYork, 1958.
- [31] Gaz türbinli motor tarihçesi, http://www.bbc.co.uk/history/historic_figures/whittle_frank.shtml - Giriş tarihi: Ağustos 2007.
- [32] Gaz türbinli motor tarihçesi, http://en.wikipedia.org/wiki/Frank_Whittle, - Giriş tarihi: Ağustos 2007.
- [33] Çengel, Y.A., Boles M.A., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, 2ed., Mc-Graw Hill & Literatur, 1996.
- [34] Karakoç T.H., Uçaklar Gaz Türbinli Motorların Yakıt Sistemleri, Anadolu Üniversitesi Yayınları No:984, 1997.
- [35] General Electric, (www.geae.com) – Giriş tarihi: Aralık 2006
- [36] Rolls-Royce, (www.rollsroyce.com) – Giriş tarihi: Aralık 2006
- [37] CF6-80, (http://en.wikipedia.org/wiki/General_Electric_CF6) - Giriş tarihi: Nisan 2007
- [38] General Electric, CF6-80 Engine Student Book, 6ed, GEK50485, 1983.
- [39] Zhang C., Wang Y., Zheng C. ve Lou X., Exergy cost analysis of a coal fired power plant based on structural theory of thermoeconomics, Energy Conversion and Management **47**, 817–843, 2006.
- [40] Song, T.W., Sohn J.L., Kim J.H., Kim T.S., ve Ro S.T., Exergy-based performance analysis of the heavy-duty GT in part-load operating conditions, Exergy, an Int.J., **2**, 105-112, 2002.
- [41] Kerosen alevlenme limiti – (<http://www.galcit.caltech.edu/EDL/public/flammability.html>) - Giriş tarihi: Nisan 2007
- [42] Kerosen alevlenme limiti – (<http://www.chevron.com/products/prodserv/fuels/bulletin/aviationfuel/pdfs/chapter2.pdf>) - Giriş tarihi: Nisan 2007

- [43] Motor emisyonları – (<http://www.caa.co.uk/default.aspx?categoryid=702&pagetype=90>) - Giriş tarihi: Nisan 2007
- [44] Van Gool W., Energy policy: fairly tales and factualities. In: Innovation and Technology-Strategies and Policies, Soares ODD, Martins da Cruz A, Costa Pereira G, Soares IMRT and Reis AJPS (eds); Kluwer, Dordrecht; 93-105, 1997.
- [45] Hammond G.P., Industrial energy analysis, thermodynamic and sustainability, Applied Energy, **84**, 675-700, 2007.
- [46] Szargut J., Exergy method, technical and ecological applications, WIT Pres, 2005.
- [47] Valero A., Serra L. ve Uche J., Fundamentals of exergy cost accounting and thermoeconomics. Part 1: Theory, Journal of Energy Resources Technology, **128** (1), 1-8, 2006
- [48] Göğüş Y.A., Thermoeconomic optimization, International Journal of Energy Research, **29**, 559-580, 2005.
- [49] Sciubba E., Exergo-economics: Thermodynamic foundation for a more rational resource Use, International Journal of Energy Research, **29**, 613–636, 2005.
- [50] Lazzaretto A. ve Tsatsaronis G., SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, Energy, **31** (8-9), 1257-1289, 2006.
- [51] Kwak H.Y., et. al., Cost structure of CGAM cogeneration system, International Journal of Energy Research, **28**, 1145-1158, 2004.
- [52] Tsatsaronis G. ve Czielska F., Thermoeconomics, Encyclopedia of Physical Science and Technology, Third Edition, Academic Press, **16**, 659-680, 2002.
- [53] Balli O., Aras H. ve Hepbaşlı A., Exergoeconomic analysis of a combined heat and power (CHP) system, International Journal of Energy Resources, (2007 – Baskıda makale)
- [54] Colpan C.O. ve Yeşin T., Energetic, exergetic and thermoeconomic analysis of Bilkent combined cycle cogeneration plant, International Journal of Energy Resources, **30**, 875-894, 2006.
- [55] Horder P., Airline operating costs, Managing aircraft maintenance costs

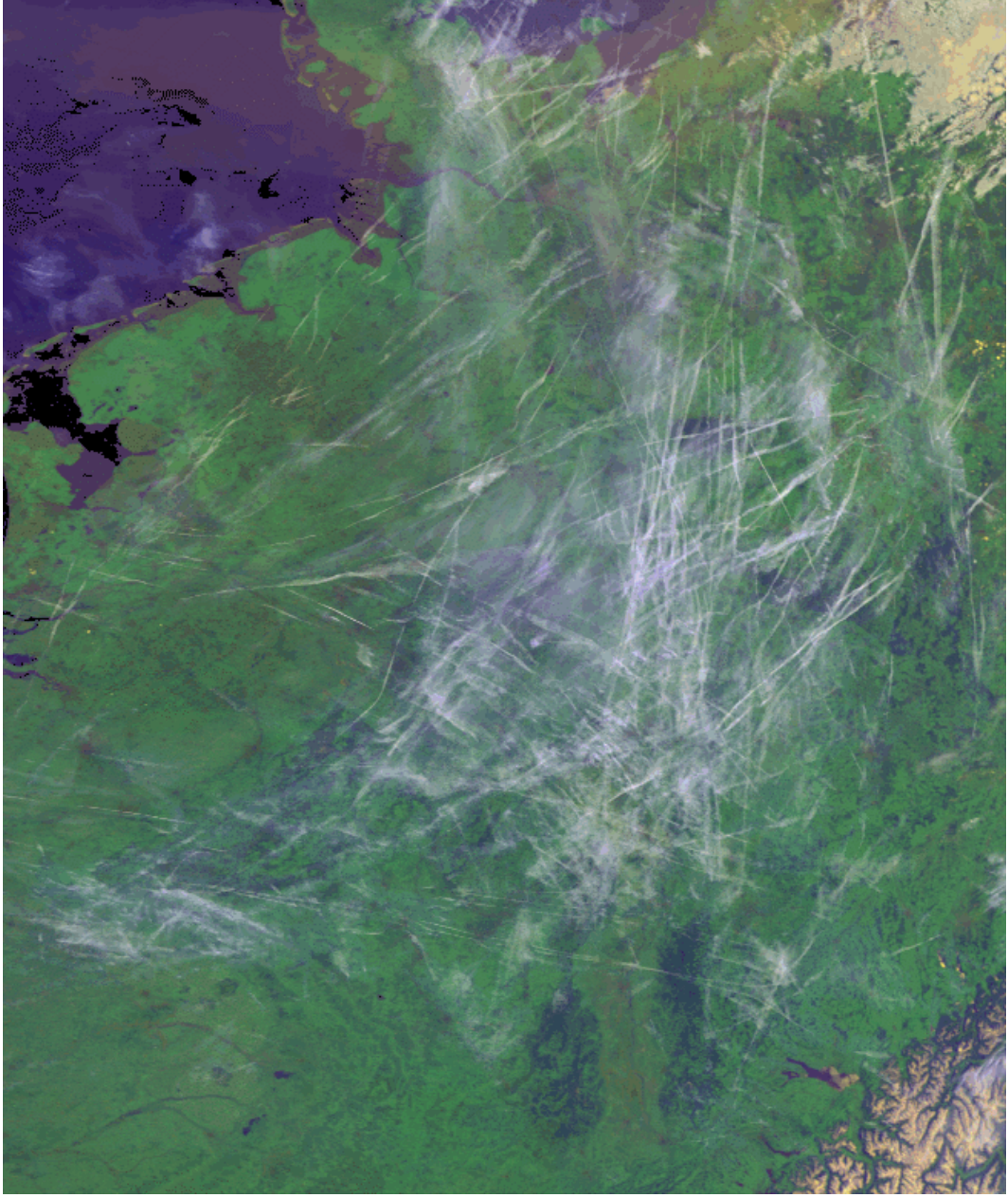
- conference, Brussel 2003 – Giriş tarihi: Aug 2007 – (<http://www.sh-e.com/presentations/peter%20horder%20-%20Brussels%2022-01-03.pdf>)
- [56] Contrail uydu resmi — Giriş tarihi: Aug 2007, (<http://www.wrh.noaa.gov/images/fgz/science/contrails040595a.gif>)
- [57] 2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories, (http://www.ipccnggip.iges.or.jp/public/2006gl/pdf/2_Volume2/V2_3_Ch3_Mobile_Combustion.pdf) - giriş tarihi: Nisan 2007

İncelenen Diğer Kaynaklar

- [58] Valero A., Exergy accounting: Capabilities and drawbacks, *Energy* **31**, 164–180, 2006.
- [59] Rosen M.A., Second-law analysis: Approaches and implications, *International Journal of Energy Research*, **23**, 415-429, 1999.
- [60] Saad M.A., *Thermodynamics: Principles and Practice*, Prentice-Hall, Inc., 1997
- [61] Derby, 1986. *The Jet engine*. – 4th ed., Rolls-Royce Plc
- [62] Xiang J.Y., Cali M., Santarelli M., Calculation for physical and chemical exergy of flows in systems elaborating mixed-phase flows and a case study in an IRSOFC plant. *International Journal of Energy Research* **28**, 101-115, 2004.
- [63] El-Sayed, Y.M., Application of exergy to design, *Energy Conversion and Management* **43**, 1165-1185, 2002.
- [64] Kazim A., Exergoeconomic analysis of a PEM fuel cell at various operating conditions, *Energy Conversion and Management*, **46**,1073-1081, 2005.
- [65] Willcox K., Cost Analysis, 16.885 Aircraft Systems Engineering, MIT Aerospace Computational Design Laboratory, Ders notları, 2004.
- [66] Funtowicz S.O., Ravetz J.R., The poetry of thermodynamics, *Futures*, **29** (9), 791-810, 1997.
- [67] Rosen M.A., Dinçer İ., Exergoeconomic analysis of power plants operating on various fuels, *Applied Thermal Engineering*, **23**, 643-658, 2003.

- [68] Dinçer İ., Çengel Y., Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering, Entropy **3**, 116-149, 2001.
- [69] Wall G., Exergy: A Useful Concept, (<http://exergy.se/goran/thesis/>) - Giriş tarihi: Mayıs 2007.
- [70] Rosen M.A., Scott D.S., Entropy production and exergy destruction: Part 1 – hierarchy of earth’s major constituencies, International Journal of Hydrogen Energy, **28**, 1307-1313, 2003.
- [71] Ertesvag, I.S., Sensitivity of chemical exergy for atmospheric gases and gaseous fuels to variations in ambient conditions, Energy Conversion and Management **48**, 1983-1995, 2007.
- [72] Kanoğlu M., Dinçer İ., Rosen M.A., Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants, Energy Policy **35**, 3967–3978, 2007.

EK-1 Emisyon Çizelgesi



Şekil 1. 1995 yılı Avrupa kıtası hava sahasının uydu resmi [56]

Çizelge Ek. 1. Çeşitli uçak tiplerinin iniş-kalkış emisyon faktörleri [57]

Uçak tipi	LTO ⁽¹⁾ emisyon faktörleri (kg/LTO)							LTO yakıt tüketimi (kg/LTO)
	CO ₂ ⁽²⁾	CH ₄	N ₂ O	NO _x	CO	NMVO _C ⁽³⁾	SO ₂ ⁽⁴⁾	
A300	5450	0.12	0.2	25.86	14.80	1.12	1.72	1720
A310	4760	0.63	0.2	19.46	28.30	5.67	1.51	1510
A319	2310	0.06	0.1	8.73	6.35	0.54	0.73	730
A320	2440	0.06	0.1	9.01	6.19	0.51	0.77	770
A321	3020	0.14	0.1	16.72	7.55	1.27	0.96	960
A330-200/300	7050	0.13	0.2	35.57	16.20	1.15	2.23	2230
A340-200	5890	0.42	0.2	28.31	26.19	3.78	1.86	1860
A340-300	6380	0.39	0.2	34.81	25.23	3.51	2.02	2020
A340-500/600	10660	0.01	0.3	64.45	15.31	0.13	3.37	3370
B707	5890	9.75	0.2	10.96	92.37	87.71	1.86	1860
B717	2140	0.01	0.1	6.68	6.78	0.05	0.68	680
B727-100	3970	0.69	0.1	9.23	24.44	6.25	1.26	1260
B727-200	4610	0.81	0.1	11.97	27.16	7.32	1.46	1460
B737-100/200	2740	0.45	0.1	6.74	16.04	4.06	0.87	870
300/400/500	2480	0.08	0.1	7.19	13.03	0.75	0.78	780
B737-600	2280	0.10	0.1	7.66	8.65	0.91	0.72	720
B737-700	2460	0.09	0.1	9.12	8.00	0.78	0.78	780
B737-800/900	2780	0.07	0.1	12.30	7.07	0.65	0.88	880
B747-100	10140	4.84	0.3	49.17	114.59	43.59	3.21	3210
B747-200	11370	1.82	0.4	49.52	79.78	16.41	3.60	3600
B747-300	11080	0.27	0.4	65.00	17.84	2.46	3.51	3510

B747-400	10240	0.22	0.3	42.88	26.72	2.02	3.24	3240
B757-200	4320	0.02	0.1	23.43	8.08	0.20	1.37	1370
B757-300	4630	0.01	0.1	17.85	11.62	0.10	1.46	1460
B767-200	4620	0.33	0.1	23.76	14.80	2.99	1.46	1460
B767-300	5610	0.12	0.2	28.19	14.47	1.07	1.77	1780
B767-400	5520	0.10	0.2	24.80	12.37	0.88	1.75	1750
B777-200/300	8100	0.07	0.3	52.81	12.76	0.59	2.56	2560
DC-10	7290	0.24	0.2	35.65	20.59	2.13	2.31	2310
DC-8-50/60/70	5360	0.15	0.2	15.62	26.31	1.36	1.70	1700
DC-9	2650	0.46	0.1	6.16	16.29	4.17	0.84	840
L-1011	7300	7.40	0.2	31.64	103.33	66.56	2.31	2310
MD-11	7290	0.24	0.2	35.65	20.59	2.13	2.31	2310
MD-80	3180	0.19	0.1	11.97	6.46	1.69	1.01	1010
MD-90	2760	0.01	0.1	10.76	5.53	0.06	0.87	870
TU-134	2930	1.80	0.1	8.68	27.98	16.19	0.93	930
TU-154-M	5960	1.32	0.2	12.00	82.88	11.85	1.89	1890
TU-154-B	7030	11.90	0.2	14.33	143.05	107.13	2.22	2230

(1) İniş kalkış (Landing and Take-off)
(2) kg yakıt başına 3.16 kg CO₂
(3) Metan haricindeki uçucu organik bileşikler
(4) Yakıttaki sülfür oranı % 0.05 olarak kabul edilmiştir.
CF6 motorunun kullanıldığı bazı uçak tipleri ayrıca renklendirilmiştir.
LTO: İniş-Kalkış (Landing and Takeoff)