

Gaz Türbini arkının Sonlu Eleman Yöntemiyle Modellenmesi ve Yapısal Analizi

Abdullah Karka

DOKTORA TEZİ

Makine MühendisliĐi Anabilim Dalı

Nisan 2021

Finite Element Modeling and Structural Analysis of Gas Turbine Blisk

Abdullah Karkaç

DOCTORAL DISSERTATION

Department of Mechanical Engineering

April 2021

Gaz Türbini arkının Sonlu Eleman Yöntemiyle Modellenmesi ve Yapısal Analizi

Abdullah Karka

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmelięi Uyarınca
Makine Mühendislięi Anabilim Dalı
Enerji-Termodinamik Bilim Dalında
DOKTORA TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danıřman: Prof. Dr. Yaşar Pancar

Nisan 2021

ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Prof. Dr. Yaşar Pançar danışmanlığında hazırlamış olduğum “Gaz Türbini Çarkının Sonlu Eleman Yöntemiyle Modellenmesi ve Yapısal Analizi” başlıklı DOKTORA tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim. 02/04/2021

Abdullah Karkaç

İmza

ÖZET

Gaz türbini kanatları, yüksek sıcaklık ve yüksek basınçta enerji elde etmekten sorumludur. Kanatlar yüksek sıcaklıkta yüksek verim ve maksimum iş sağlamalıdır. Çalışma koşulları sırasında yüksek santrifüj kuvvetlerin etkisiyle oluşacak radyal uzamalar ve gerilmelerden dolayı tasarımda özen gösterilmesi şarttır. Kanatların mekanik özelliklerinin zor çalışma koşullarına uyumlarının artırılması için çeşitli yöntemler önerilebilir.

Yapılan çalışmada, tasarım verilerinin yokluğundan dolayı türbin çarkına ait üç boyutlu katı modelini oluşturmak için tersine mühendislik tekniğinin bir kombinasyonu kullanılmıştır. Bunun için üç boyutlu katı modeli tasarlanan türbin çarkının temel ölçüleri sabit tutularak farklı kanat giriş ve çıkış açılarında sahip yeni bir türbin çarkı katı modeli oluşturulmuştur (Türbin çarkı 1 ve Türbin çarkı 2). Amaca uygunluğunun analiz edilerek belirlenmesi için Inconel 625, Inconel 718 ve Rene'95'den oluşan üç farklı süper alaşım malzemeleri türbin çark malzemeleri olarak seçilmiştir. ANSYS 18 Sonlu Elemanlar Analiz modülüyle iki farklı kanat profiline sahip türbin çarklarının analiz modeli hazırlanmıştır. Türbin çarklarının 50000 d/d, 70000 d/d ve 100000 d/d'lık dönme hızlarında santrifüj ve kanat yüzeyine çarpan gazın uyguladığı kuvvet etkisiyle kanatlarda oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim değerlerini belirlemek için analizler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, çark kanatlarında oluşan radyal deformasyonlar ve çark kanat yüzeyi üzerindeki mekanik gerilmeler ve gerinimler grafikler halinde sunulmuştur. Son olarak, analizden elde edilen bulgulara dayanarak iki farklı kanat profili ve Inconel 625, Inconel 718 ve Rene'95'den oluşan üç farklı malzemenin kriter öncelik durumuna göre en uygun olanı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Gaz türbini çarkı, yapısal analiz, tersine mühendislik, ANSYS, sonlu eleman

SUMMARY

Blades of gas turbine are responsible for extracting energy from the high temperature and high pressure gases. The blades must provide high efficiency and maximum work at high temperatures. Care must be taken in design due to radial elongations and stresses that will occur under the effect of high centrifugal forces during operating conditions. Several methods can be proposed to the enhancement of the mechanical properties of blades to withstand these extreme conditions.

In this work, due to the absence of design data a combination of reverse engineering technique has been used to create a three dimensional solid model of the turbine blisk. For this, by keeping the basic dimensions of the turbine blisk whose three dimensional solid model has been designed, a new turbine blisk solid model has been created with different blade entry and exit angles (Blisk 1 and Blisk 2). In order to analyze and determine its suitability for purpose, three different superalloy materials consisting of Inconel 625, Inconel 718 and Rene'95 have been selected as turbine blisk materials. Analysis model of turbine blisk with two different blade profiles has been prepared by ANSYS 18 Finite Element Analysis module. Analyzes have been carried out to determine the radial deformation, stress and strain values on the blades due to the effect of centrifugal force and the force exerted by the gas hitting the blade surface of the turbine blisk at 50000 rpm, 70000 rpm and 100000 rpm velocity. The results obtained, the radial deformations on the blisk blades and the mechanical stresses and strains on the blades surface have been presented in graphs. Finally, based on the findings obtained from the analysis, the most suitable one has been determined according to the criterion priority status of two different airfoils and three different materials consisting of Inconel 625, Inconel 718 and Rene'95.

Keywords: Gas turbine blisk, structural analysis, reverse engineering, ANSYS, finite element

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	vi
SUMMARY	vii
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xviii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xix
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
3. GAZ TÜRBİNİN ÇALIŞMA PRENSİBİ	9
3.1. İtki	9
3.1.1. Doğrudan reaksiyon itkisi	9
3.1.2. Endirekt reaksiyon itkisi	10
3.2. Gaz Türbinin Genel Çalışma Prensibi	10
3.3. Gaz Türbinlerinin Uygulama Alanları	11
3.3.1. Mekanik tahrik uygulamaları	11
3.3.2. Jet motorları	12
<u>3.1.2.1. Turbojet</u>	12
<u>3.1.2.2. Turboprop ve turbosaft</u>	13
<u>3.1.2.3. Turbofan</u>	14
3.4. İtki ve Verimler	16
3.4.1. İtki denkleminin türetilmesi	16
3.4.2. Isıl verim	18
3.4.3. İtkisel verim	19
3.4.4. Özgül itki, itki, özgül yakıt sarfıyatı	20
4. ÇEVİRİM ANALİZİ	21
4.1. İdeal Çevrim Analizi	21
4.1.1. Toplam sıcaklık ve basınç	21
4.1.2. İdeal turbojet motoru	22

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
4.2. Gerçek Çevrim Analizi	28
4.2.1. Gaz özelliklerindeki değişim.....	28
4.2.2. Hava alığı basınç kayıpları	28
4.2.3. Kompresör ve türbindeki kayıpları.....	29
4.2.4. Yanma odası kayıpları.....	30
4.2.5. Gerçek torbojet.....	31
4.2.5.1. Kritik akışlı yakınsak nozul.....	34
4.2.5.2. İdeal genişlemeli nozul.....	35
5. JET MOTORUNU OLUŞTURAN ELEMANLAR	36
5.1. Hava Alığı	36
5.2. Egzoz Nozulu	39
5.3. Yanma Odası.....	41
5.4. Kompresör.....	44
5.4.1. Eksenel kompresör	44
5.4.2. Radyal kompresör.....	45
5.4.2.1. Kompresörde grafiksel analizi	48
5.4.2.2. Kompresörün çark teorisi	49
5.5. Türbin.....	51
5.5.1. Türbin teorisi	51
5.5.1.1. Türbin aşamasında iş üretimi	52
5.5.2. Türbin parametreleri.....	56
5.5.2.1. Verim.....	56
5.5.2.2. Reaksiyon derecesi.....	57
5.5.2.3. Kademe yükleme katsayısı.....	57
5.5.2.4. Akış katsayısı	58
5.5.2.5. Hız oranı.....	59
5.5.2.6. Akış kapasitesi.....	59
5.5.2.7. Akış sabiti.....	60
6. GAZ TÜRBİNİ MALZEMELERİ	61
6.1. Gaz Türbinlerinde Genel Metalürjik Davranışlar	63

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
6.1.1. Sürünme ve kopma	63
6.1.2. Süneklik ve kırılgenlik	65
6.1.3. Döngüsel yorulma	66
6.1.4. Termal yorulma	67
6.1.5. Korozyon	67
6.2. Gaz Türbin Malzemeleri	68
6.2.1. Süperalaşımın üretim yöntemleri	69
6.2.2. Jet motoru türbin diski imalatı.....	69
6.2.3. Jet motoru türbin kanadı için döküm süperalaşımın	70
6.2.4. Türbin kanat üretiminde yönlendirilmiş katılaşma döküm süperalaşımın	70
6.2.5. Türbin kanat üretiminde tek kristal süperalaşımın ve üretim yöntemi	71
6.2.6. Oksit dağılımı güçlendirilmiş süperalaşımın.....	75
6.3. Çalışılan Atmosfer Ortamı İle Reaksiyon	76
6.4. Kaplamalar	76
6.4.1. Kaplama alanında devam eden AR-GE çalışmaları	78
6.5. AR-GE Kapsamında Gelişmiş Malzemeler	79
6.5.1. Seramik.....	79
6.5.2. İntermetaller	80
6.5.3. Kompozitler.....	81
6.5.3.1. Polimer matrisli kompozitler.....	81
6.5.3.2. Titanyum esaslı metal matris kompozitler	82
6.5.3.3. Seramik matris kompozitler	82
6.6. Gaz Türbin Malzemesi Olarak Krom Bazlı Alaşımın	83
6.7. Gaz Türbin Malzemesi Olarak Molibden Bazlı Alaşımın	84
6.8. Platin Esaslı Alaşımın	84
7. EKSENEL TÜRBİNLERDE AKIŞ ALANI VE KAYIPLARIN TANIMI.....	85
7.1. Profil Kayıpları.....	86

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
7.2. Şok Kayıpları	87
7.3. İkincil Kayıpları	87
7.4. Halkasal ve Uç Duvar Kayıpları	87
7.5. Soğutma Kaybı.....	88
7.6. Kanat Uç Boşluğu Kaybı	88
8. GAZ TÜRBİNİ ÇARKININ MODELLENMESİ VE ANALİZİ	90
8.1. Türbin Çarkının Modellenmesi ve Yeniden Tasarımı	90
8.1.1. Tersine mühendislik işlemi	90
8.1.2. Türbin çarkının sayısallaştırılması	91
<u>8.1.2.1. Türbin çarkının lazer taraması</u>	92
<u>8.1.2.2. Türbin çarkının üç boyutlu modellenmesi</u>	94
<u>8.1.2.3. Türbin çarkı katı modelinin analizi</u>	98
8.1.3. Küçük yeni bir türbin çarkı tasarımı.....	99
8.2. Türbin Çarkının Yapısal Analizi.....	100
8.2.1. Sonlu elemanlar metodu	100
<u>8.2.1.1. Sonlu elemanlar analizi</u>	101
8.2.2. Problemin tanımı ve yapılan çalışma	102
8.2.3. Modelleme ve ağ yapısı oluşturma.....	102
8.2.4. Malzeme seçimi.....	103
8.2.5. Malzeme özellikleri	104
8.2.6. Çalışma koşulları ve sınır şartları	104
9. BULGULAR VE TARTIŞMA	106
9.1. Santrifuj Kaynaklı Mekanik Değişim Analiz Sonuçları	106
9.2. Akışkan Gaz Kaynaklı Mekanik Değişim Analiz Sonuçları.....	126
9.3. Tartışma.....	133
10. SONUÇ VE ÖNERİLER	142
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	145

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Türbin kanat boşluğunun şematik gösterimi	2
3.1. İtki şeması (Turbomeca., 1993)	9
3.2. Doğrudan reaksiyon itki şeması (Turbomeca., 1993)	10
3.3. Endirekt reaksiyon itki şeması (Turbomeca, 1993)	10
3.4. Gaz türbini şeması (Hill ve Peterson, 1992)	11
3.5. Turbojet'de akış şeması	12
3.6. Turboprop'da akış şeması.....	14
3.7. Turbofanda akış şeması.....	15
3.8. İtkinin oluşum şeması (Hill ve Peterson, 1992)	17
4.1. Turbojet jeneratör şeması	22
4.2. İdeal tepkili çevriminin T-s diyagramı.....	23
4.3. Gerçek turbojet çevrimi T-s diyagram (Boles vd., 2008)	31
5.1. Ses altı hava alığı kesit resmi (Mattingly vd., 2006)	36
5.2. Ses altı hava alığı girişi akış demeti şeması (Goldsmith vd., 1993)	36
5.3. Nozul tipleri (Oates, 1989)	39
5.4. Yanma odası yapısı (Lefebvre vd., 2010)	41
5.5. Yanma odası ana yanma ve seyrelme bölgeleri (Boyce, 2001)	42
5.6. Eksenel akışlı kompresörün kesit şeması (Hill vd., 1992)	45
5.7. Eksenel akış kompresörde girişten çıkışa Basınç-Hız değişimi (Boyce, 2002).....	45
5.8. Radyal akışlı bir kompresörün kesit şeması (Hill vd., 1992)	46
5.9. Radyal akışlı kompresörde girişten çıkışa Basınç- Hız değişimi (Boyce, 2006).....	47
5.10. Çark kanat çeşitleri ve hız üçgenleri (Hill vd., 1992)	47
5.11. Kompresörde Kütleli debi-Basınç oranı (Heywood, 1988)	49
5.12. Radyal çark sistemi ilgili hız üçgenleri (Saravanamuttoo vd., 2001)	49
5.13. Eksenel akış türbin kademesi (Hill vd., 1992)	52
5.14. Türbin kanatçıklarının arasındaki akışkanın hız bileşenleri (Oustapha vd., 2003) ..	53
5.15. Türbinde kanatçık terminolojisi (Moustapha vd., 2003)	54
5.16. Mollier enthalpy-entropy diagramı ve bir kademedeki hız vektörleri (Dixon vd., 2010).....	55

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.1. Jet motorunun bölümlerindeki sıcaklık ve basınç dağılımları (Daniel vd.,1992)	62
6.2. Türbin kanat malzemesi gelişiminin ateşleme sıcaklığıyla ilişkisi (Boyce, 2002)	63
6.3. Sabit yük altında zamana bağlı gerinim eğrisi (Boyce, 2002)	64
6.4. Değişik kanat malzemelerin Larson-Miller parametresi (Boyce, 2002)	65
6.5. Goodman diyagramı (Palmer, 2014)	66
6.6. İmalat yönteminin tarihsel gelişimi ve sürünme ömrüne etkisi (Reed, 2006)	73
6.7. Türbin kanatlarının mikro yapısındaki gelişme (Dai, 2008)	75
7.1. Türbin kanatları arasındaki akış yapısı (Denton, 1994)	85
7.2. Türbin kanat uç boşluğu	88
7.3. Türbin kanat boşluğu kaçak akış şeması	89
8.1. AMT Olympus HP gaz türbin motoru ve kesiti (AMT Olympus HP Specifications; AMT Olympus HP Operating Manual, 2019)	91
8.2. Olympus HP gaz türbin motoru türbin çarkı	92
8.3. Hexagonentegre tarayıcılı lazer tarama cihazı (www.hexagonmi.com)	93
8.4. Olympus HP gaz türbinini çarkının lazer tarama nokta bulutu	93
8.5. Parçaya eksen takımı yerleştirme.....	94
8.6. Türbin çarkında parça geometrisi	95
8.7. Türbin çarkı diski için skeç oluşumu	95
8.8. Türbin çark diskinin dönel simetrik katı modeli.....	96
8.9. Türbin çarkı kanadı oluşumu	96
8.10. Türbin çarkı kanadı çevre profil kabuğu oluşturma	97
8.11. Türbin çarkı katı modeli	97
8.12. Türbin çarkı analiz noktaları	98
8.13. Siemens NX ile oluşturulan bindirilmiş farklı iki çarkın kanat geometrisi.....	99
8.14. Türbin çarkının geometrik modeli	103
8.15. Sonlu elemanlar ağı.....	103
9.1. Türbin çarklarının geometrik modelleri	106
9.2. Inconel 625 malzeme için 50000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı.....	107

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
9.3. Inconel 625 malzeme için 50 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı.....	108
9.4. Inconel 625 malzeme için 70 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı.....	109
9.5. Inconel 625 malzeme için 70 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı.....	110
9.6. Inconel 625 malzeme için 100 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı.....	111
9.7. Inconel 625 malzeme için 100 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı.....	112
9.8. Inconel 718 malzeme için 50 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı.....	113
9.9. Inconel 718 malzeme için 50 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı.....	114
9.10. Inconel 718 malzeme için 70 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı.....	115
9.11. Inconel 718 malzeme için 70 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı.....	116
9.12. Inconel 718 malzeme için 100 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı.....	117
9.13. Inconel 718 malzeme için 100 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı.....	118
9.14. Rene'95 malzeme için 50 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı	119
9.15. Rene'95 malzeme için 50 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı	120
9.16. Rene'95 malzeme için 70 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı	121

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
9.17. Rene'95 malzeme için 70 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı	122
9.18. Rene'95 malzeme için 100 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı	123
9.19. Rene'95 malzeme için 100 000 d/d dönüş hızındaki türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı	124
9.20. 50 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 1'in akışkan gaz kaynaklı radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı	126
9.21. 50 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 2'in akışkan gaz kaynaklı radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı	127
9.22. 70 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 1'in akışkan gaz kaynaklı radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı	128
9.23. 70 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 2'in akışkan gaz kaynaklı radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı	129
9.24. 100 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 1'in akışkan gaz kaynaklı radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı	130
9.25. 100 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 2'in akışkan gaz kaynaklı radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı	131
9.26. Değişik dönüş hızlarında farklı malzemeler için Türbin çarklarında oluşan radyal deformasyon	133
9.27. Değişik dönüş hızlarında farklı malzemeler için Türbin çarklarında oluşan gerilim	134
9.28. Değişik dönüş hızlarında farklı malzemeler için Türbin çarklarında oluşan gerinim	135
9.29. 100 000 d/d'da farklı malzemeler için Türbin çarkı 1 ve Türbin çarkı 2'de oluşan maksimum radyal deformasyon	136
9.30. 100 000 d/d'da farklı malzemeler için Türbin çarkı 1 ve Türbin çarkı 2'de oluşan maksimum gerilim	137

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
9.31. 100 000 d/d'da farklı malzemeler için Türbin çarkı 1 ve Türbin çarkı 2'de oluşan maksimum gerinim.....	137
9.32. Inconel 625 süper alaşım malzemesinin değişik sıcaklıklarda gerilim değerleri (Mauro vd., 2019)	138
9.33. Inconel 718 süper alaşım malzemesinin değişik sıcaklıklarda Gerilim/Gerinim grafiği (Bapokutty vd., 2012)	139
9.34. Değişik dönüş hızlarında Türbin çarklarında oluşan maksimum radyal deformasyon.....	140
9.35. Değişik dönüş hızlarında Türbin çarklarında oluşan maksimum gerilim	141
9.36. Değişik dönüş hızlarında Türbin çarklarında oluşan maksimum gerinim.....	141

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Üç farklı malzemenin 29000 d/d daki özellikleri (Madhu, 2016).....	5
2.2. Analizden sonra her üç malzemenin sonuçları (Ravindra ve Raju, 2017)	6
2.3. Değişik hızlarda farklı malzemelerden yapılmış türbin kanatlarında toplam deformasyon ve eşdeğer gerilme dağılımı (KumarvePandey,2016; Gurajrapu vd.,2014)	7
6.1. Jet motoru türbin kanat uygulamalarında kullanılan tek kristal nikel-bazlı süperalaşım ve sıcaklık kapasiteleri (Nageswara,2011).....	74
8.1. Olympus HP motor performans parametreleri ve boyutsal değerleri (AMT Olympus HP Specifications; Operating Manual, 2019)	91
8.2. Türbin çark parametreleri	99
8.3. Malzeme özellikleri.....	104
8.4. Türbin çarkı basınç değerleri (Juste vd., 2019)	105
8.5. Egzoz gaz sıcaklığı (AMT Olympus HP Specifications; AMT Olympus HP Operating Manual, 2019)	105
9.1. Türbin çarkı 1'in farklı malzemeler için mekanik özellikleri.....	125
9.2. Türbin çarkı 2'in farklı malzemeler için mekanik özellikleri.....	125
9.3. Akışkan gaz etkisiyle türbin çarkındaki mekanik değişimlerin maksimum değerleri	132
9.4. Değişik sıcaklıklarda Inconel 625'in mekanik özellikleri (Mauro vd., 2019)	138
9.5. Değişik sıcaklıklarda Inconel 718'in mekanik özellikleri (Bapokuttyet vd.,2012)..	139
9.6. Değişik sıcaklıklarda Rene'95'in mekanik özellikleri (Devis., 2001)	140

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
A	Alan (m^2)
A_e	Çıkış kesit alanı (m^2)
A_i	Giriş kesit alanı (m^2)
a	ivme (m/s^2)
Al	Alüminyum
B	Bor
C	Karbon
C_p	Sabit basınçtaki özgül ısı ($kJ/kg.K$)
C_v	Sabit hacimdeki özgül ısı ($kJ/kg.K$)
Ce	Seryum
Co	Kobalt
CO	Karbon monoksit
CO ₂	Karbon diyoksit
Cr	Krom
F	Kuvvet (N)
Fe	Demir
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
f	yakıt/ hava kütle oranı
H ₂ O	Su
Hf	Hafniyum
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
Ir	İridyum
KH	Kontrol hacmi (m^3)
KY	Kontrol Yüzeyi (m^2)
k	Özgül ısıların oranı (C_p / C_v)
La	Lantan
M	Mach sayısı
Mo	Molibden
m	Kütle (kg)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
\dot{m}	Kütleli debi (kg/s)
\dot{m}_a	Giren havanın kütleli debi (kg/s)
\dot{m}_e	Çıkan gazın kütleli debi (kg/s)
\dot{m}_f	Yakıtın kütleli debi (kg/s)
\dot{m}_{hava}	Havanın kütleli debi (kg/s)
\dot{m}_{gaz}	Gazın kütleli debi (kg/s)
$\dot{m}_{\text{yakıt}}$	Yakıtın kütleli debi (kg/s)
Na	Sodyum
Nb	Niyobyum
Ni	Nikel
NO _x	Azot oksit
P	Potasyum
P _a	Atmosfer basıncı (kPa)
P _e	Çıkış basıncı (kPa)
P_{LM}	Larson-Miller parametresi
R	Gaz sabiti (kJ/kg.K)
Re	Renyum
Ru	Rutenyum
Si	Silisyum
T	İtke (N)
T	Sıcaklık (°K, °C)
Ta	Tantal
Ti	Titanyum
t	Kopma zamanı, saat
t	Zaman, saniye
u	x yönü hız bileşeni (m/s)
x	x yönü bileşeni

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

Simgeler

Açıklama

V	Vanadyum
V	Hız (m/s)
W	Tungsten
Y	İtriyum
Zr	Zirkonyum
ϕ	Eşdeğer yakıt/hava oranı
σ	Kayma faktörü
ψ	Güç giriş faktörü
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
η_T	İtkisel verim
η_o	Genel verim
η_{th}	Isıl verim
η_c	Kompresör verimi
η_t	Türbin verimi
π	Toplam basınç oranı
τ	Toplam sıcaklık oranı
θ	Toplam sıcaklık
δ	Toplam basıncın çevre basıncına oranı

Kısaltmalar

Açıklama

3D	Üç boyutlu
ADP	Gelişmiş kanatlı tahrik
AR-GE	Araştırma-geliştirme
Blisk	Blade integrated disk (hem rotor diski hemde kanatları içeren türbin çarkı)
BPR	By pass oranı
CAD	Bilgisayar yardımıyla tasarım

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
CAM	Bilgisayar yardımıyla üretim
CNC	Bilgisayar nümerik kontrol
FEA	Sonlu elaman analiz
FEM	Sonlu elaman metodu
HP	Yüksek Basınç
HP	Yüksek güçlü
igs	Başlangıç grafik özellik takas dosyası
LP	Düşük basınç
NC	Nümerik kontrol
stp	Standart grafik özellik takas dosyası

<u>Alt indisler</u>	<u>Açıklama</u>
b	Yanma odası
c	Kompresör
d	Difüzer
e	Çıkış
f	Yakıt
i	Giriş
n	Nozul
o	Açık hava, çevre
t	Toplam
t	Türbin

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Birimler</u>	<u>Açıklama</u>
atm	Atmosfer basıncı
d	Devir
d	Dakika
d/d	Devir/dakika
F	Fahrenayt
g	Gram
knot	Hız, (1 knot = 0.514 m/s)
kPa	Kilopascal
N	Newton
MPa	Megapascal
mm	Milimetre
Pa	Paskal
s	Saniye
°C	Santigrat derece
°K	Kelvin
µm	Mikron (0,001 mm)

1. GİRİŞ

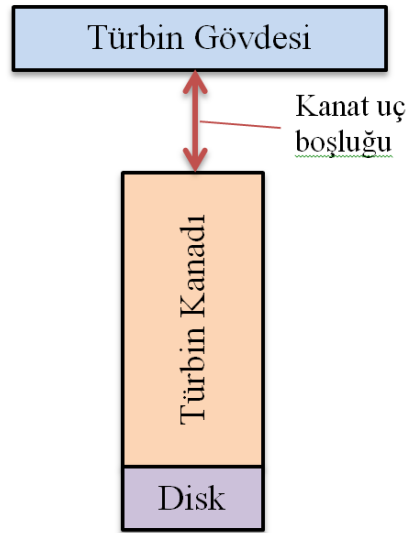
Gaz türbinleri, yüksek güç üretmeleri ve diğer geleneksel güç üreten birimlere kıyasla kendi kendine yeterli olmaları nedeniyle, havacılıkta, denizcilikte ve diğer endüstri uygulamalarında önemli rol oynarlar. Gaz türbini teknolojisinin temel amacı, yüksek sıcaklıktaki gazlardan, türbin motorunun termal verimliliğini artırarak maksimum enerji miktarını elde etmektir. Bu konudaki araştırmalar gaz türbininin verimliliğinin, türbin giriş sıcaklığının doğrudan fonksiyonu olduğunu ve gaz türbininin yüksek sıcaklıklarda çalıştırılmasının verim artışı sağlayacağını göstermiştir. Gaz türbini motorlarının ilk uygulamalarında, yanma odası özellikle gaz türbini kanatlarının üretiminde kullanılan mevcut malzemelerin performansı önemli sınırlayıcıydı ve mevcut malzemelerin yüksek sıcaklık dayanımının düşük olması nedeniyle ısı verim çok düşüktü. Zaman içerisinde malzeme metalürjisinde kaydedilen ilerlemelerle birlikte gaz türbininin ısı verimi de artmıştır. Bu sadece tasarıma değil aynı zamanda uygun malzemelerin seçimine de bağlıdır. Gaz türbininin çalışma koşulların zor oluşu ve beklenen hizmet ömründe iyi performans göstermesi gerektiğinden malzeme seçimi çok önemlidir. Türbin kanatlarında kullanılmak üzere daha kaliteli malzemelere duyulan ihtiyaç, alaşımlar ve üretim teknikleri alanında çok fazla araştırmayı teşvik etmiştir. Türbin kanadı malzemeleri üzerine yapılan araştırmalarla, modern gaz türbinlerinin en yüksek sıcaklıkta çalışmasını sağlayan yeni malzeme ve yöntemlere ulaşılmıştır.

Yüksek mukavemet, korozyon direnci ve yüksek sıcaklıkta sürünmeye dayanma kabiliyeti nedeniyle gaz türbini kanadının imalatında süper alaşım kullanımı tercih edilir. Nikel bazlı süper alaşımlar, 20. yüzyılın ikinci çeyreğinden itibaren yüksek sıcaklık uygulamaları için geliştirilmiş olup günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Termal kararlık, çekme ve yorulma dayanımları, sünme ve sıcak korozyona karşı direnç, sahip olduğu mikro yapısal kararlılık, nikel bazlı süper alaşımları türbin kanat malzemesi olarak kullanılmaya en uygun seçenek haline getirmiştir. Bu süper alaşımlar, türbin kanatlarının yüksek mekanik gerilim ve sıcaklıklara, zorlu çalışma ortamlarında sıcak gaz türbinlerinin sıcak aşamaları için standart malzemedir (Carter, 2005; Mohdvd., 2019; Madhu, 2015; Khawajah ve Motamedi, 2014; Kumar ve Pandey, 2016; Ujeda ve Bhambere, 2014;

Ravindra ve Raju, 2017; Mazur vd., 2004; Hou vd., 2002; Poursaidivd., 2008; Ranivd.,2017).

Bir türbin çarkı kanat tasarımında malzemenin tayini çok önemlidir. Kanat tasarımında ana parametrelerden biri akışkanlar mekaniği ve diğeri türbin kanat geometrisi arasındaki karmaşık etkileşimdir. Bu çalışmanın odak noktalarından biri, türbin çark tasarımının da amaca uygun malzeme, kanat profil tayini ve optimizasyonuna yardımcı olacak ve kaynaklık edecek verilerin elde edilmesi için Sonlu Elemanlar Yapısal Analizi Metodunun kullanımının etkin araç olduğunu ortaya koymaktır.

Gaz türbini performansı, kompresör, yanma odası ve türbin elemanlarının her birinin ayrı ayrı performansına büyük ölçüde bağlıdır. Tasarım noktasında tüm bileşenler genellikle en iyi verimde uyum içinde çalışır. Ancak gaz türbinlerinde performansı doğrudan olumsuz etkileyen birçok farklı kayıp kaynağı da vardır. Bu çalışmanın odak noktalarından biri de türbin kanat uç boşluğu kaybıdır.



Şekil 1.1. Türbin kanat boşluğunun şematik gösterimi

Türbin kanadı ile gövde arasında kalan kanat uç boşluğu Şekil 1.1'de gösterilmiştir. Kompresör ve türbin bileşenlerinde, döner kanatlar, rotor kanadı ucu ile dış koruyucu gövde arasında uç boşluğu gerektirmektedir. Bu boşluk türbinde büyük bir kayıp

kaynağıdır. Türbin kanat uç açıklığı motor büyüklüğü ile orantılı olarak çok küçük olmasına rağmen türbin kanat kademe verimliliği üzerinde yüksek bir etkiye sahiptir. Gerekinden fazla boşluk olması durumunda itki üretmesi beklenen gaz, kanat ucunda amaçlanan yörüngeyi takip etmez ve türbinin güç üretimine katkıda bulunmaz. Ancak kaçak akışa neden olurken dış cidar sınır tabakası ile etkileşime girerek türbinin performansını bozacak ve yakıt tüketiminin artıracaktır. Gerekinden az boşluk ise kanatların gövdeye temas etmesiyle kanatların zarar görmesine ve motorun arızalanmasına neden olacaktır. Bu nedenle, performanstaki düşmenin kaynakları, iyi bir tasarım için yardımcı olabilecek yararlı bilgiler sunacaktır (Bringhenti ve Barbosa, 2008).

Bu çalışma ile ANSYS 18 kullanılarak Inconel 625, Inconel 718 ve Rene 95 süper alaşım malzemenin yapısal analizine odaklanılmıştır. Analiz ile türbin kanadının üç boyutlu yüzey verilerini üretmek için tersine mühendislik yöntemi benimsenmiş ve veriler üç boyutlu lazer tarama cihazıyla elde edilmiştir. Türbin kanadının üç boyutlu modeli PolyWorks, Siemens NX kullanılarak oluşturulmuştur. Halka şeklinde geometriye sahip türbin diski ile belirli sayıdaki kanatlarının birleşiminden oluşan, türbin çarkının (kanatlar ile tümleşik türbin diski) üç boyutlu modeli iki aşamalı olarak yapılmıştır. Türbin çarkı, yapısal performansı için analiz edilmiştir. Türbin çarkına etki eden santrifüj kuvvetler ve türbin çarkı kanatlarının eşit olarak dağıtıldığı varsayılan gaz kuvvetleri gibi parametreleri içeren mekanik gerilmeler ve uzama için statik analiz yapılmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Gelişen teknolojilerin sağladığı olanaklar ve yazılımlar mühendislik problemlerinin çözümünde ve analizinde araştırmacılar ve tasarımcıların tarafından etkin olarak kullanılmaktadır. Bazı araştırmacılar sonlu elemanlar metodunu araştırmalarında kendi analiz çalışmaları için bir araç olarak kullanmışlardır. Sonlu elemanlar yöntemi (FEM), kısmi diferansiyel denklem tarafından yönetilen bir problem sınıfında yaklaşık çözüm elde etmek için sayısal analiz tekniğidir. Bu tür problemlere sınır değer problemleri denir. Günümüzde çok çeşitli mühendislik problemlerinin sayısal çözümü için çok önemli ve güçlü araç haline gelmiştir. Sonlu elemanlar metodu karmaşık şekillerdeki katıların ve karmaşık sınır koşullarının yapı analizinde kullanılmaktadır (Kumar ve Rose, 2015). FEM, çeşitli araştırmacılar tarafından çeşitli analizler için kullanılan önemli araçlardan biridir. Hou vd. (2002) türbin kanadının kararlı durum gerilmelerini ve dinamik özelliklerini, Brandao vd. (2016) sünme ve yorgunluğa bağlı deformasyon seviyesini, Reyhani vd. (2013); Kim vd. (2010) üç boyutlu dış akışkan akışını ve ısı transferini simülasyonu, Mazur vd. (2005) kristaller arası çatlakların, termal yorgunluğu, diğer mekanik, metalürjik ve termal özellikler ile birlikte termo-mekanik gerilme kusurlarının belirlenmesinde FEM'i kullanmışlardır.

Reddy ve Reddy (2017) bir gaz türbini kanadının katı modelini CATIA yazılımı yardımı ile oluşturarak ANSYS sonlu elemanlar analiz yazılımıyla bu modelin titanyum alaşım, süper alaşım ve nimonik 80A'dan oluşan 3 farklı malzeme için yapısal ve termal gerilme yönünden analizi yapmışlardır.

Umamaheswararao ve Mallikarjunarao (2017) bir gaz türbini kanadının katı modeli oluşturmuşlar ve ANSYS sonlu elemanlar analiz yazılımıyla bu modelin yumuşak çelik, Inconel 718 ve N 155'den oluşan 3 farklı malzeme için yapısal analizini yapmışlardır.

Deepanraj vd. (2011) bir gaz türbini kanat modelini ANSYS sonlu elemanlar analiz yazılımı kullanarak Titantum-Alüminyum alaşım malzeme için yapısal ve iki ve üç boyutlu termal analizi yapmışlardır.

Madhu,(2016) maksimum sıcaklıkta çalışma hızını 29000 d/d da sabit tutarak değişik yük koşulları altında NI 90, MAR 247 ve Inconel 718 üç farklı malzemeyi kanatları ile tümleşik motor diskinin gerilime analizi yapıp gaz türbini kanadının ömür tahminini gerçekleştirmiştir. Inconel 718'in diğerlerine kıyasla en uygun malzeme olduğunu iddia etmiştir. Araştırmacının çeşitli faktörler için analiz ettiği üç farklı malzemenin 29000 d/d daki özellikleri Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1. Üç farklı malzemenin 29000 d/d daki özellikleri (Madhu, 2016)

MALZEMELER	Nimonik 90	MAR M-247	Inconel 718
Maksimum Çalışma Gerilmesi (MPa)	557.198	761.774	731.72
Maksimum Gerinim	0.016629	0.007283	0.006681
Maksimum çalışma gerilmesindeki sıcaklık		725 (oC)	
Akma dayanımı (MPa)	580	800	852
Maksimum çekme dayanımı (MPa)	816	1002	933
Emniyet faktörü	1.040	1.050	1.164
Döngüsel yorulma	8461	13444	29258

Mazarbhuiya ve Pandey (2017) sonlu eleman analiz yazılımı ANSYS'i kullanarak türbin kanatlarının imalatında kullanılan on farklı malzeme için kanatlarda oluşan gerilmeleri ve uzamaları analiz etmişlerdir. Kanadın kökünün tüm kanat malzemesi için maksimum gerilimde kaldığını gözleyip, MAR M-247'den imal edilen kanatların daha az gerilme ve deformasyona sahip olduğunu belirlemişlerdir.

Chintala ve Gudimetla (2014) tersine mühendislik ve sonlu eleman analizi kavramını, bazı malzemeler güvenli sınırlar altında olsun ya da olmasın, bir türbin kanadını tasarlamak ve test etmek için kullanmışlardır. Alüminyum, Magnezyum ve Titanyum'dan oluşan üç farklı malzemenin santrifüj gerilimlerinin güvenli sınırlar içinde bulunduğunu ve bu malzemelerden titanyumun 830 MPa'lık akma dayanımı ile bu üç malzemedeki kanat yapımında kullanılabilir en uygun malzeme olduğunu analiz etmişlerdir.

Gerçek uygulamada titanyum kullanılmaz ancak alaşımları kullanılır. Bu alanda Ravindra ve Raju (2017) türbin kanadı için uygun olduklarını düşündükleri titanyum

alaşimleri Ti6Al4V, Ti8Al1Mo1V ve yapısal çelik oluşan üç farklı malzeme seçerek, her biri için ayrı ayrı toplam deformasyon, maksimum gerilme ve termal gerilim için analizler yapmışlardır. Yapılan analiz, üç malzemelerin de kanat imalatında kullanımının güvenli olduğunu göstermiştir. Bununla birlikte Ti6Al4V'nin aynı çalışma ve ortam koşulları altında en az deformasyona ve termal gerilime sahip olması nedeniyle diğerleri arasında en uygun malzeme olduğu belirlenmiştir. Bu araştırmacıların analizde kullandığı üç farklı malzeme için analiz sonuçları Çizelge 2.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.2. Analizden sonra her üç malzemenin sonuçları (Ravindra ve Raju, 2017)

Malzemeler	Tolam deformasyon (mm)		Von Mises gerilme (MPa)		Eşdeğer elastik gerilim (mm/mm)		Termal gerilim (mm/mm)	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
Ti6Al4V	0	0.66784	0	107.37	2.253×10^{-4}	1.1265×10^{-3}	0	0
Yapısal çelik	0	2.3294	0	8361.4	0	4.4757×10^{-2}	9.36×10^{-3}	9.36×10^{-3}
Ti8Al1Mo1V	0	1.8326	0	2941.7	0	3.4002×10^{-2}	7.7832×10^{-3}	7.7832×10^{-3}

Khawaja ve Motamedi (2014) 21 çeşit Inconel ve 12 tip Nimonic Nikel bazlı (ısıya dirençli, nikel esaslı bileşiminde %15-20 krom ve az miktarda titanyum, alüminyum ve demir vb. bulunan yaşlanabilir alaşım) süper alaşımlar üzerinde kapsamlı çalışma yapmışlardır. İki aşamada gerçekleştirilen analizin birinci aşamasında sadece 4 malzemenin analiz yapılmıştır. Geri kalanı ikinci aşama için seçilmiştir. Kullanılan tüm malzeme türleri arasında, Nimonic 115'in en uygun malzeme olduğunu tespit etmişlerdir.

Kumar ve Pandey (2016) Nimonic 80A, Superalloy X ve Inconel 625 olmak üzere üç malzemeyi üç farklı dönüş hızında, (20000 d/d, 40000 d/d ve 60000 d/d) analiz etmişlerdir. Analiz, santrifüj kuvvetler, gerilme ve deformasyon için yapılmıştır.

Gurajrapu vd. (2014) özellikle deniz gaz türbin motoru için türbin kanadı üzerinde uygun malzemenin seçilmesi için aynı tür deneyler yapmışlar ve benzer sonuç eğilimi gözlemlemişlerdir. Bu araştırmacıların farklı hızlarda üç değişik malzemedan yapılmış türbin kanadı için toplam deformasyon ve eşdeğer gerilim dağılımı analiz değerleri Çizelge 2.3'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.3. Değişik hızlarda farklı malzemelerden imal edilmiş kanatlarda deformasyon ve eşdeğer gerilme dağılımı (Kumar ve Pandey, 2016; Gurajrapu vd., 2014)

Malzemeler	Dönüş hızı (d/d)	Maksimum deformasyon (mm)	Von Mises gerilme (MPa)
Süper Alaşım X	Alçak	4000	0.39
		6000	1.01
		9000	2.3
	Yüksek	20 000	2.927
		40 000	11.629
		60 000	26.132
Nimonik 80A	Alçak	4000	0.39
		6000	1.01
		9000	2.3
	Yüksek	20 000	2.927
		40 000	11.629
		60 000	26.132
Inconel 625	Alçak	4000	0.39
		6000	1.01
		9000	2.3
	Yüksek	20 000	2.927
		40 000	11.629
		60 000	26.132

Türbin kanatlarının en uygun malzemeler ile tasarlanması için değişik faktörler dikkate alınmalıdır. Araştırmaların çoğu, türbin kanatlarının tasarımı için nikel esaslı ve titanyum esaslı süper alaşımların kullanımının uygun olduğunu göstermektedir. Araştırmanın sonuçlarına göre çalışma koşullarında, kararlı durum yükleme koşullarında kanat tasarlamak için nikel esaslı süper alaşımların daha kararlı, dayanıklı ve uzun ömürlü oldukları söylenebilir.

Gaz türbinlerinde performansı doğrudan olumsuz etkileyen türbin kanat uç boşluğu kaybı hakkında da 20. yüzyılın ikinci yarısından günümüze kadar çok sayıda araştırmalar yapılmıştır. Araştırmacılar kanat uç boşluğunun turbo makineler üzerindeki etkilerini en aza indirmek için konu üzerinde çalışmalarını sürdürmektedir. Uç boşluğu ile ilgili endişe yeni değildir. Ainley ve Mathieson (1951) uç temizleme etkisini dikkate alarak bir kayıp modelini tanımlamışlardır. Bazı araştırmacılar yıllar içerisinde bahse konu ile ilgili model geliştirmişlerdir. Dunham ve Came (1970), Craig ve Cox (1971), Denton (1978) ve Kacker ve Okapuu (1981) bu konu üzerinde araştırmalar yapmışlar ve kendi modellerini

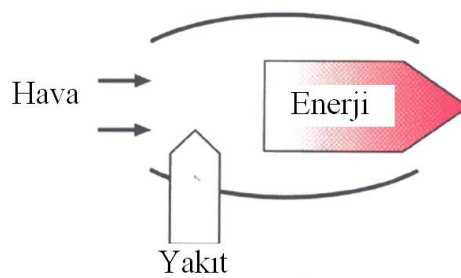
oluşturmuşlardır. Bringhenti vd. (2001); Jesus vd. (2007) tarafından önerilen türbin ucu açıklığının etkisini de içeren kayıp modelleri, bilgisayar yardımı ile gaz türbini performans belirleme simülasyonuna uygulanmıştır.

3. GAZ TÜRBİNİN ÇALIŞMA PRENSİBİ

Uçak itkisinde ve endüstriyel güç üretim istasyonlarında kullanılan modern gaz türbini motoru, karmaşık bir entegre bütünlük olarak birlikte çalışması gereken birçok sistem ve alt sistemi içeren karmaşık makinedir. Türbin tahrik motorunun karmaşıklığı, 70 yıldan daha uzun sürede gelişim göstermiştir. Bugün, bu makineler, küçük yardımcı güç ünitelerinden modern avcı uçaklarında mil gücü sağlayan gelişmiş ivmeli itme motorlarına kadar çeşitli uygulamalarda görülebilir.

3.1. İtki

Gaz türbinleri yakıt içinde bulunan potansiyel enerjiyi, yanan yakıt ile kinetik ve mekanik enerjiye dönüştüren makinelerdir (Şekil 3.1). Hava yakıt karışımının yanması ile enerji üretilip sistemi terk eden yanmış gazların sahip olduğu basınç ile türbinine giren hava basıncı arasındaki fark istenen itkiyi oluşturmaktadır. Egzoz nozulu kullanılarak yüksek hızda gaz üretmek için tasarlanan gaz türbininde tepki, belirli büyüklükte hava kütlelerine, bu kütleyle kıyasla oldukça büyük bir ivme kazandırarak elde edilir. Bu sonuç belirli bir sıralama ve ilişkilere sahip süreçlerde gerçekleşmektedir.

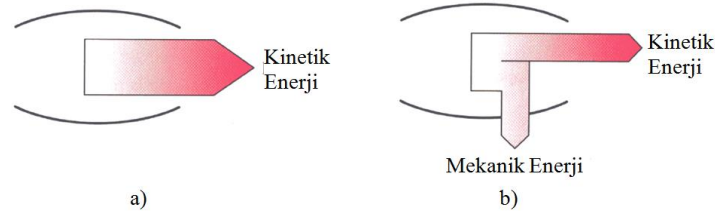


Şekil 3.1. İtki şeması (Turbomeca, 1993)

3.1.1. Doğrudan reaksiyon itkisi

Üretilen gaz kinetik enerjisinin tamamı itki için kullanılır (Şekil 3.1.a). Bu durum roketlerde ve ram-jetlerde görülür. Üretilen gaz kinetik enerjisinin bir kısmı itki için

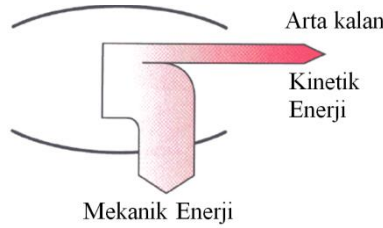
kullanılırken geri kalan kısmı ise mekanik enerjiye dönüştürülür. (Şekil 3.1.b). Bu durum turbojetlerde görülür.



Şekil 3.2. Doğrudan reaksiyon itki şeması (Turbomeca, 1993)

3.1.2. Endirekt reaksiyon itkisi

Üretilen gaz kinetik enerjisinin büyük bir kısmı mekanik enerjiye dönüştürülür. Bu durum turboşaft ve turbopropalarda görülür. (Şekil 3.3)

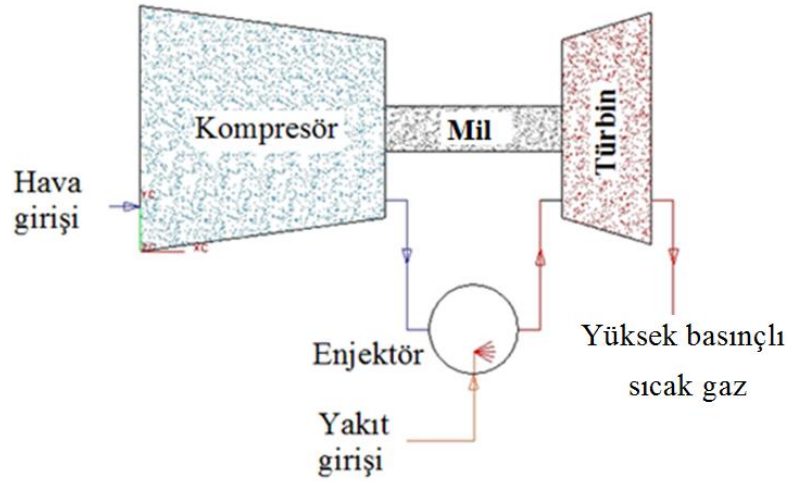


Şekil 3.3. Endirekt reaksiyon itki şeması (Turbomeca, 1993)

3.2. Gaz Türbinin Genel Çalışma Prensibi

Gaz türbinleri kompresör, yanma odası ve türbinden oluşur (Şekil 3.4). Gaz türbini iki ucu açık silindirik bir gövde gibi düşünülebilir. Bu gövde bir ucu havanın girdiği yayıcı, diğer ucu ise tepkiyi oluşturacak, giren havanın hızına kıyasla daha hızla havanın çıktığı nozuldur. Tepki, giren ve çıkan havanın hızlar farkına bağlıdır. Gaz türbini olarak kabul edilen gövdenin içindeki ilk eleman kompresördür. Kompresörü, yanma odası, türbin ve egzoz kanalı takip eder. Yayıcıdan giren hava kompresör boyunca sıkıştırıldığından sıcaklığı artar. Kompresörde bu işlemin yapılabilmesi için dışarıdan güç sağlanması gerekir. İstenen oranda sıkıştırılan hava uygun yönlendirmeyle yanma odasına aktarılır. Sıkıştırılmış ve sıcaklığı arttırılmış hava yanma odasına girdiğinde, yakıt memeleri tarafından püskürtülerek yakıt ile karıştırılır. Hazırlanan yakıt ve hava karışımını yanma

odası içine yerleştirilmiş bujiler ateşler. Böylece yanarak genişleyen, basıncı düşmeye başlayan gazlar yönlendirme yapılarak türbin bölümüne gönderilir. Türbin yanmış gazların iş yapmaya başladığı ilk elemandır. Türbin bölümünde kompresörü çevirmek için gerekli olan iş üretilir. Türbin döner mil ile kompresöre irtibatlıdır ve bu iki eleman tek bir ünite gibi çalışır. Türbinden çıkan gazlar egzoz kanalı içinden geçerek atmosfere atılır. Bu prensip genelde tüm gaz türbinleri için geçerlidir.



Şekil 3.4. Gaz türbini şeması (Hill ve Peterson, 1992)

3.3. Gaz Türbinlerinin Uygulama Alanları

Tüm gaz türbinleri gaz jeneratörleridir. Gaz türbinine çeşitli üniteler ilave edilerek farklı gaz jeneratörleri geliştirilebilir (Şekil 3.4). Gaz türbinleri jet motorları, kara, deniz, hava araçların mekanik tahrik ünitesi olarak kullanılmasından dolayı en karmaşık gaz türbinleri ve ses üstü rüzgâr tünellerine varıncaya kadar geniş kullanım alanı vardır. Gaz türbinleri kara ve deniz ve havacılıkla ilgili uygulamalar olarak iki sınıfta ele alınırlar. Yer ve deniz yüzeyi uygulamalarında mekanik tahrik ünitesi olarak kullanılır. Havacılıkta ise gaz türbinleri turbojet, turbofan, ve turboprop kullanılır.

3.3.1. Mekanik tahrik uygulamaları

Ağır iş endüstriyel gaz türbinleri, hava türevi gaz türbinleri ve hibrid gaz türbinlerini mekanik tahrik gaz türbinleri sınıfına girerler. Tahrik mili türbin milinin

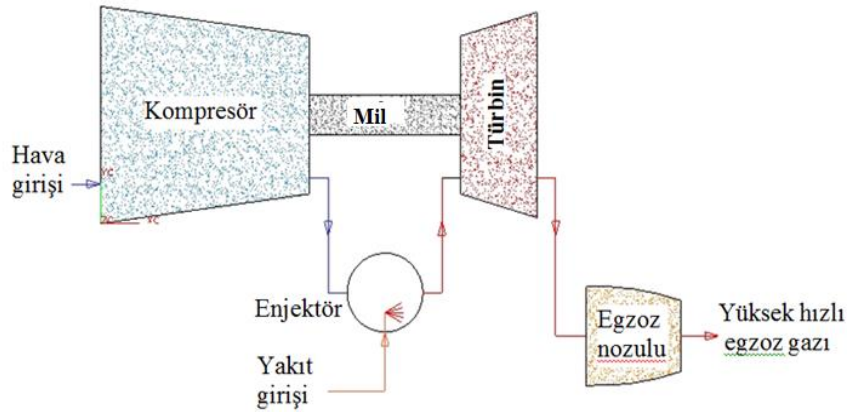
uzatılması ile oluşursa, sıcak uç tahrikli gaz türbini, eğer kompresör milinin uzatılması ile meydana geliyor ise, soğuk uç tahrikli gaz türbini olarak adlandırılır. Güç üretim istasyonlarında elektrik üretmek, ham petrol pompalamak, gemi v.b. deniz araçlarına itki oluşturmak, otomobillere, trenlere, tanklara, özetle kara taşıtlarına güç sağlamak mekanik tahrik gaz türbinlerinin kullanım alanlarındandır.

3.3.2. Jet motorları

Jet motorlarında, önce kompresörde sıkıştırılan daha sonra yanma odasında sıcaklığı ve basıncı artırılan gaz, türbinde genişleyerek gücü veya nozul içerisinden yüksek hızla çıkarak itki üretir.

3.3.2.1. Turbojet

Temel gaz türbinine (Şekil 3.4) egzoz kanal çıkına nozul ilavesi yapılarak turbojet motoru geliştirilebilir. Turbojet motoru hava girişi, kompresör, yanma odası, türbin ve yüksek sıcaklık egzoz gazlarının hızını artırmak için egzoz nozulundan oluşur (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Turbojetde akış şeması

Turbjet motor türbininden genişleyerek çıkan sıcak gaz, yüksek hızda egzoz nozulundan çıkarken itki oluşturur. Turbojet, radyal akışlı ve eksenel akışlı motor olarak ikiye ayrılır. Turbojet motorları birden fazla kompresöre sahip olabildikleri gibi, bazı

turbojet motorlarında her iki tip kompresör bulunur. Radyal akışlı motorların, ana gövdesi daha kısa ve büyük çaplıdır. Sıkıştırma oranı aksenel akışlı motorlara göre daha düşüktür.

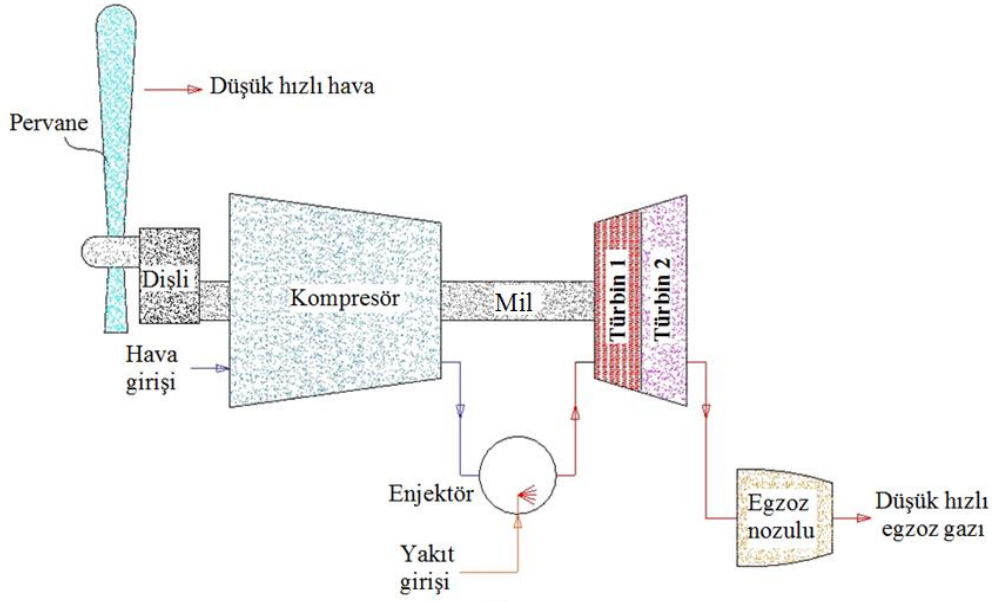
Kompresörler turbojetlerin çeşitlerini belirlemede kullanılabilir. Birbirinden bağımsız kompresör sayısı türbin sayısını da belirler. Turbojetin hava girişine en yakın kompresör düşük basınç kompresörü, düşük basınç kompresörünün takip eden kompresör ise yüksek basınç kompresörü olarak adlandırılır. Yanma odasına en yakın olana türbin yüksek basınç türbini yüksek basınç, türbinden sonra kurulu ve egzoz nozuluna yakın olan türbin ise alçak basınç türbinidir. Alçak basınç kompresörü alçak basınç türbinine mil ile birbirine bağlıdır ve birlikte dönerler. Yüksek basınç kompresörü de aynı şekilde yüksek basınç türbininde mile bağlıdır ve o da birlikte döner. Bu durumda turbojetlerde boru şeklinde olana yüksek basınç milinin içinden alçak basınç mili geçirilerek oluşturulan, birbirinden mekanik olarak bağımsız ancak aerodinamik bakımından bağımlı iki dönel eleman vardır.

Turbojetler uçuş yüksekliği ve hızı arttıkça verimi artan motorlardır. Bu nedenle optimum yüksekliğe çıkabilecek menzile sahip yüksek uçuş ve yüksek hızlı uçaklar için turbojetler uygundur. Ancak düşük hızlarda yüksek itki veremezler. Bu durumda turbojetlerin girişlerinde hava alığı konularak ilave bir itki oluşturulup çözüm üretilmiştir.

3.3.2.2. Turboprop ve turboşaft

Temel gaz türbininin önüne (Şekil 3.4) bir dişli kutusu ile pervane, türbin kısmına ilave bir alçak basınç türbini, egzoz kanal çıkına nozul ilavesi yapılarak turboprop motoru geliştirilebilir. Turboprop motoru, pervane, dişli kutusu, kompresör, yanma odası, yüksek basınç türbini (Türbin1), alçak basınç türbini (Türbin2), egzoz nozulu bölümlerinden oluşur. Türbin mili pervaneye devir düşürücü dişli kutusuyla bağlıdır (Şekil 3.6).

Pervanenin tahrik ettiği hava debisi motor içinden geçen havanın debisinden 25-30 kat fazla olabilir. Bu motorlarda hem pervanenin hem de merkez motoru optimum dönme hızlarında çalışabilmesi için dişli kutusuna ihtiyaç vardır



Şekil 3.6. Turbopropda akış şeması

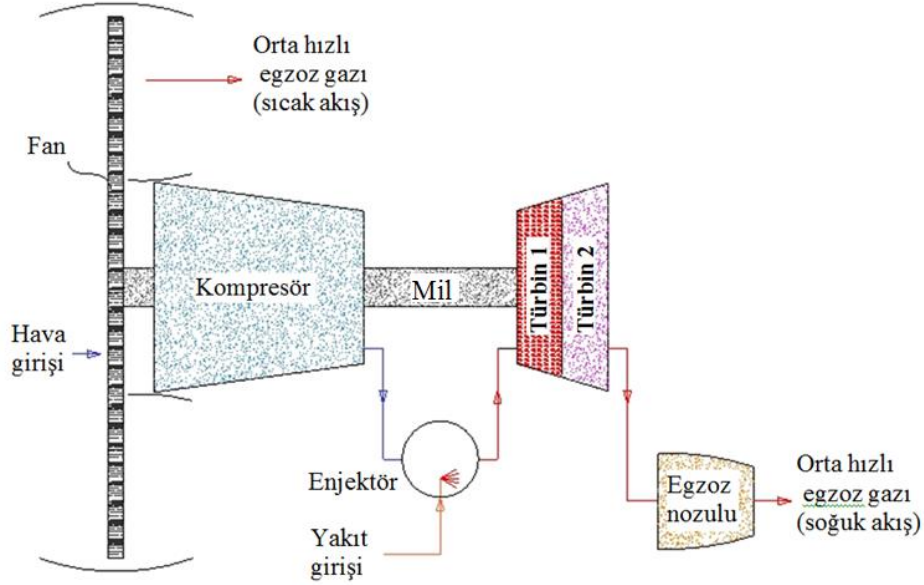
Turboprop motorlar yapısını oluşturan elemanların yerleşim şekline ve/veya kullanım amacına göre ilave edilen yeni elemanlara göre sınıflandırılır. Tipik bir turbopropda pervane için ayrı bir türbin mevcuttur. Bazı hallerde pervanenin ayrı bir türbini olmadan, doğrudan kompresör miline bağlanabilir. Bazı turboproplarda ise dişli grubu motorun arkasında bulunur. Turbopropda serbest türbin mile uçak pervanesi dışında bir elemanı tahrik ediyorsa bu motor turboşaft olarak adlandırılır.

Uçaklarda kullanılan turboprop motorlar turbojet motorlardan çok daha fazla karmaşık ve ağır olmasına rağmen, eşdeğer boyut ve güçleri karşılaştırıldığında düşük hava hızları için daha yüksek tepki verebilir. Ancak tepki normal uçuşlarda artan hızlarda azalacaktır. Normal uçuş hızlarında, artan hız ile turbopropun tepkisel verimliliği azalır ve turbojetin tepkisel verimliliği artar.

3.3.2.3. Turbofan

Turbofanlar, hava akış oranları haricinde, pratik olarak turbopropa benzer. Ana motor haricindeki ikincil hava debisinin, motor içinden geçen birincil hava debisine oranı turbopropa göre daha düşüktür. Bu oran turbofanlarda by-pass oranı olarak adlandırılır. Turbopropda bulunan pervane ve dişli kutusu yerini aksel akışlı kompresördekine benzer

ancak daha büyük ölçekli döner kanatlı ve sabit kanatlı olan aksel akışlı fan'a bırakmıştır (Şekil 3.7).



Şekil 3.7. Turbofanda akış şeması

Temel gaz türbininin önüne (Şekil 3.4) bir fan, türbin kısmına ilave bir alçak basınç türbini, egzoz kanal çıkına bir nozul ilavesi yapılarak turbofan motoru geliştirilebilir. Turbofan motoru fan, kompresör, yanma odası, yüksek basın türbini (Türbin1), alçak basın türbini (Türbin2), egzoz nozulundan oluşmaktadır(Şekil 3.7).

Fan içinden geçen havayı hızlandırır. İvmelenen hava kütlesi doğrusal olarak ters yönde bir tepki oluşturur. Fanda ortaya çıkan bu by-pass tepkisi toplam tepkinin bir bölümünü oluşturabilir. Fandan geçen bu hava, fanı terk ettikten sonra yanma odasına gönderilemez, fanın ucundaki yayıcıdan veya uzatılmış fan yayıcısından egzoz nozulu çevresinden atmosfere gönderilir. Bu tiplere ilave olarak diğer turbofanda ise fandan gelen hava ve ana motorda türbini terk eden egzoz gazları karıştırılıp nozuldan karışım olarak çıkarılır. Turbofan turbojetin yüksek hız ve yükseklik kabiliyeti ile turbopropun çalışma verimi ve yüksek tepki kabiliyetini birleştiren özelliklere sahiptir. Ayrıca turbopropalara göre daha hafif daha az karmaşıktır.

Eşit tepkiye sahip turbojet ile kıyaslanan turbofan da egzoz gazları gürültü seviyesi daha düşüktür. Bu durum, fan için ilave edilen türbin kademelerinde gürültü yaratan yanmış gaz hızının daha da düşmesiyle oluşur. Son yıllarda artan çevre koruma baskıları gürültünün belli sınırlar altına düşürülmesi gerekliliği ve düşük yakıt sarfiyatı gibi etkenler turbofan jeneratörlerini ticari sahada vazgeçilmez hale getirmektedir.

3.4. İtki ve Verimler

3.4.1. İtki denkleminin türetilmesi

Kütlesi m olan cisme F kuvveti etkidiğinde Newton'un ikinci kanununa göre

$$F = K \frac{d}{dt}(mV) \quad (3.1.)$$

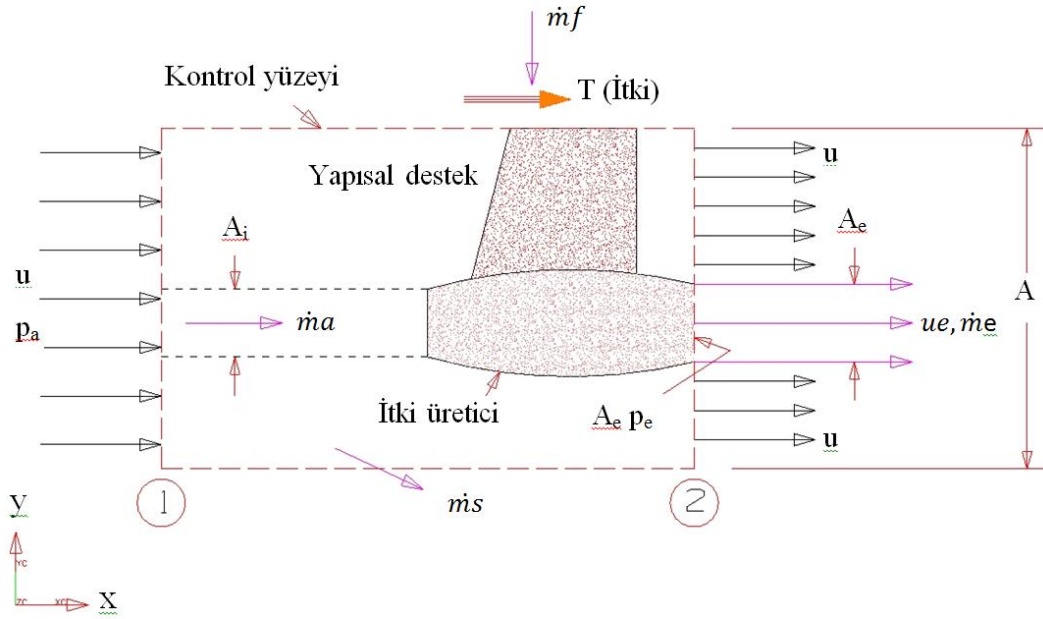
eşitliği yazılır. mV çarpımı ve denklemin ikinci tarafı birim zamandaki lineer momentumdur. Kontrol hacmi için etkileyen bileşke kuvvet,

$$\sum F = \frac{d}{dt} \int_{KH} \rho V dv + \int_{KY} \rho V (V \cdot n) dA \quad (3.2.)$$

şeklinde yazılabilir, ($\sum F$ kontrol hacminde etken kuvvetler toplamı). Etken kuvvetler yüzeysel gerilme ve çekim kuvvetleri olmak üzere ikiye ayrılır. Yüzey gerilme kuvvetleri, yüzeye dik doğrultuda basınç kuvveti ve yüzeye teğet olan kayma kuvvetidir. Çekim kuvvetleri ise yer çekim kuvveti olan ağırlık, elektrostatik ve manyetik kuvvetlerdir. Kontrol hacmi için momentum denkleminin de denilen bu denklemin eşitliğin sağ tarafındaki ilk terim, kontrol hacminde zamana göre değişim, ikinci terim ise taşınım debisini ifade eder. Her ikisi de atalet kuvvetleridir. (3.2.) denkleminin kontrol analizinde kullanılmasını referans alarak (Şekil 3.8) kararlı akış şartlarında x yönündeki kuvvet,

$$\sum F = \int_{KY} \rho V_x (V \cdot n) dA \quad (3.3.)$$

şeklinde yazılabilir.



Şekil 3.8. İtkinin oluşum şeması (Hill ve Peterson, 1992)

x yönünde bileşke kuvvet, basınç kuvvetleri ile itki kuvvetlerinin toplamıdır.

$$\sum F_x = (P_a - P_e)A_e + T \quad (3.4.)$$

1 kesitinden jeneratöre giden hava debisi $\dot{m}_a = \rho V A_i$, çıkan gaz debisi ise $\dot{m}_e = \rho_e V_e A_e = \dot{m}_a + \dot{m}_f$ dir. Giriş ve çıkışta yüzey normali ile hız vektörü paralel olduğundan sabit yoğunluk halinde, $V \cdot n = V_x$ dir. Buna göre (3.3.) denkleminde eşitliğin sağ tarafı tekrar düzenlenirse,

$$\int_{KY} \rho V_x (V \cdot n) dA = \rho_e V_e^2 A_e - \rho_i V_i^2 A_i = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) V_e - \dot{m}_a V_i \quad (3.5.)$$

şekline dönüşür.

(3.4.), (3.5.) denklemlerini (3.2.) denkleminde yerine konulduğunda,

$$h_i = h_e + \frac{V_e^2}{2} \Rightarrow$$

$$T = \left(\dot{m}_a + \dot{m}_f \right) V_e - \dot{m}_a V_i + (P_e - P_a) A_e \quad (3.6.)$$

elde edilir.

ve $f = \dot{m}_f / \dot{m}_a$, yakıt/hava kütle oranı olmak üzere, itki denklemi

$$T = \dot{m}_a [(1 + f) V_e - V_i] + (P_e - P_a) A_e \quad (3.7.)$$

şeklinde yazılabilir.

3.4.2. Isıl verim

Gaz türbinlerinde birim zamanda kazandırılan sevk maddesine kazandırılan kinetik enerjinin birim zamanda yakıt yakılarak verilen ısı enerjisine oranı olan ısıl verim,

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}_a [(1 + f) V_e^2 - V_i^2]}{\dot{m}_f h_f} \quad (3.8.)$$

şeklinde ifade edilir. (3.8.) denkleminde gazın eksoz nozulundan çıkış hızı (V_e), gazın egzoz nozulu girişindeki toplam sıcaklığı, basıncı ile nozul çıkışındaki ortamın basıncına bağlıdır. Nozul girişindeki gazın hızı nozul çıkışındaki gazın hızından çok düşük olduğundan ihmal edilir. Bu koşulda giriş çıkış arasındaki enerji korunum denklemi,

$$h_i = h_e + \frac{V_e^2}{2} \quad (3.9.)$$

$$C_p T_i = C_p T_e + \frac{V_e^2}{2} \quad (3.10.)$$

şeklinde ifade edilir. İdeal gaz için izantropik genişleme sıcaklık-basınç bağıntıları kullanılarak,

$$\frac{T_e}{T_i} = \left(\frac{P_e}{P_i} \right)^{(k-1)/k} \quad (3.11.)$$

yazılabilir. (3.11.) denklemini kullanılarak (3.10.) denklemini tekrar düzenlenirse,

$$V_e = \sqrt{2C_p(T_i - T_e)} = \sqrt{2C_p T_i \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_i} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (3.12.)$$

nozul çıkışındaki hız denklemini elde edilir.

3.4.3. İtkisel verim

Uçan cisimlere güç temin eden sistemlerin mekanik etkinliği, itkisel verim ile ölçülendirilir. İtkisel verim, ısıl verimden farklıdır ve uçan cisme sağlanan itki gücünün birim zamanda jeneratörde oluşan kinetik enerji farkına oranı olarak tanımlanır. ($\eta_T = \text{Temin edilen itki gücü} / \text{Egzozdaki kinetik güç}$) Paydaki terim, itki ile uçuş hızının çarpımı ve paydadaki terim ise kütleli debi ile jeneratör giriş çıkışı arasındaki kinetik enerji farkının çarpımıdır. Momentumun korunumu prensibine göre basınç farkından kaynaklanan itki, momentum farkına göre ihmal edilebileceğinden, itki, jeneratör giriş çıkışı arasında birim zamandaki lineer momentum farkına eşitlenebilir, böylece,

$$F = \dot{m}_a V_e \left[(1+f) - \frac{V}{V_e} \right] \quad (3.13.)$$

yazılacağından itkisel verim,

$$\eta_T = \frac{FV}{\dot{m}_a \left[(1+f) \left(\frac{V_e^2}{2} \right) - \frac{V^2}{2} \right]} \quad (3.14.)$$

şeklinde tanımlanacaktır. Sisteme giren yakıtın kütlesi sisteme giren havanın kütlesi ile kıyaslandığında çok az olduğundan, yakıt/hava kütle oranı olan $f,1'$ den oldukça küçük olduğundan ihmal edilir ise (3.14.) denkleminde,

$$\eta_T = \frac{2}{1 + V_e/V} \quad (3.15.)$$

bulunur. Egzoz gazı hız oranı büyüdükçe itkisel verim azalır. (3.14.) denkleminde göre itki, egzoz gazı çıkış hızın kontrol hacmine giren hava hızına oranı, V_e/V ile doğru orantılı olarak artar. Buna göre itkisel verim ve birim itki birlikte düşünülerek önceliğin hangisinde olacağına karar verilmelidir. İtkisel verimle ısı veriminin çarpımı genel verimdir (η_0).

$$\eta_0 = \eta_T \eta_{th} \quad (3.16.)$$

3.4.4. Özgül itki, itki, özgül yakıt sarfiyatı

Gaz türbinlerinin ısı verimi, özgül itki parametreleri ile ifade edilir. Özgül itki I , itkinin yakıt ağırlığı tüketim hızına oranıdır.

$$I = \frac{F}{\dot{m}_f g} \quad (3.17.)$$

Özgül itkiye alternatif olmak üzere itki özgül yakıt sarfiyatı (TSFC), parametresi de kullanılır. TSFC, yakıt debisinin itkiye oranıdır.

$$TSFC = \frac{\dot{m}_f}{F} \dots\dots\dots(g / kNs) \quad (3.18.)$$

4. ÇEVİRİM ANALİZİ

4.1. İdeal Çevrim Analizi

Gaz türbinlerinde kullanılan aerotermodinamik çevrim modeli Brayton güç çevrimidir. Brayton çevrimi hakkında detaylı bilgi ve havacılık taşıtlarına kullanımı birçok kaynaktan bulunabilir. (Mattingly, 1996; Morden, 1989; Walsh vd., 2004; Boyce, 2006; Moran, 1988; Çengel ve Boles, 2004; Kerrebrock, 1996). Çevrim analizinin temel amacı, belirli görevi karşılayacak en iyi gaz jeneratörünün karakteristiklerinin belirlemektir. Gaz türbinleri için ideal proseslerden oluştuğu kabul edilen termodinamik çevrim analizinde aşağıdaki kabuller esas alınır.

- Kompresör, türbin ve nozuldaki sıkıştırma ve genişlemeler tersinir adyabatiktir.
- Yanma odasındaki yanma işlemi sabit basınçtaır,
- İş yapan akışkan, baştan sona sabit ısılı ideal gaz davranışlarına sahiptir,
- Nozul çıkışında genişleme sonu statik basıncı çevre basıncına eşittir.

4.1.1. Toplam sıcaklık ve basınç

Akış hızı V olan statik sıcaklıktaki (T) ki sabit özgül ısı bir ideal gaz sıfır hıza kadar yavaşlatıldığında ulaşılan noktaya durma noktası ve bu durumdaki akışkanın sahip olduğu sıcaklığa toplam sıcaklık T_t ve basınca da toplam basınç P_t denir. V hızından sıfır hızına yavaşlayan ideal akışkana sürekli akış enerji denklemi uygulanırsa,

$$C_p T_t = C_p T + \frac{V^2}{2} \quad (4.1.)$$

yazılabilir. Burada Mach sayısı $M_0 = V_0/a_0$ ve sesin ideal gaz ortamında yayılma hızı $a_0 = (kRT)^{1/2}$ ile gösterilirse (R gaz sabiti, $k = C_p/C_v$ özgül ısı oranı)

$$T_t = T \left[1 + 0.5(k-1)M^2 \right] \quad (4.2.)$$

elde edilir.

$$\frac{P_t}{P} = \left(\frac{T_t}{T} \right)^{k/(k-1)} \quad (4.3.)$$

bağıntısından, toplam basınç için,

$$P_t = P \left[1 + 0.5(k-1)M^2 \right]^{k/(k-1)} \quad (4.4.)$$

yazılabilir. Toplam sıcaklık oranı τ , toplam sıcaklık θ ve toplam basıncın çevre basıncına oranı δ olmak üzere,

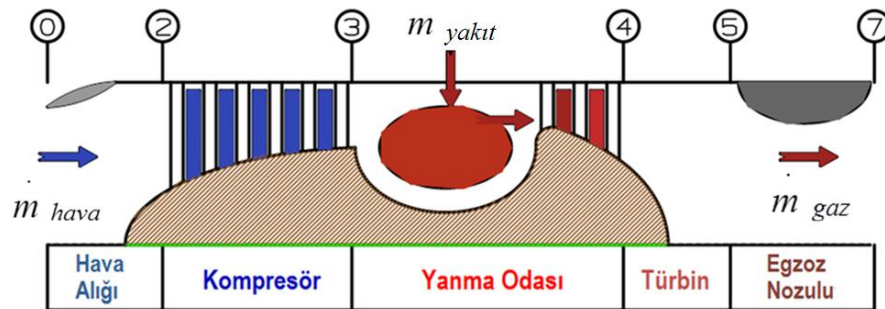
$$\theta_0 = \frac{T_{t0}}{T_0} = 1 + 0.5(k-1)M_0^2 \quad (4.5.)$$

$$\delta_0 = \frac{P_{t0}}{P_0} = \left[1 + 0.5(k-1)M_0^2 \right]^{k/(k-1)} = \theta_0^{k/(k-1)} \quad (4.6.)$$

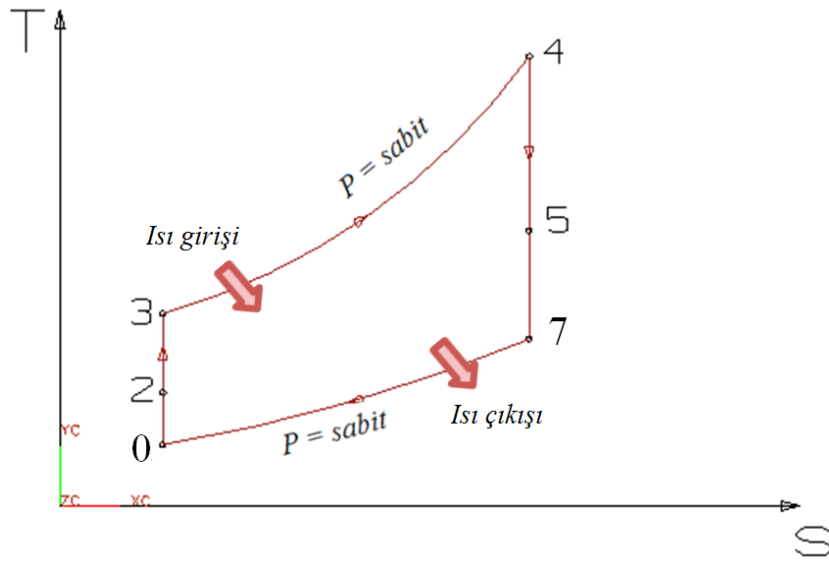
yazılabilir.

4.1.2. İdeal turbojet motoru

Turbojet motorunun şematik kesiti Şekil 4.1'de, ideal çevrimin T-s diyagramı ise Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Basit turbojet hava alığı, kompresör, yanma odası, türbin ve egzoz nozulundan ibarettir. Türbindeki entalpi düşüşü, kompresördeki artış kadar olmalıdır. Kompresör, yanma odası ve türbinin oluşturduğu gaz üretici olarak tanımlanır ve hem sıcaklığı hem de basıncı artırır. Türbin yapımında kullanılan malzemelerin üst sıcaklık limitlerinin sınırlı oluşu, türbin girişindeki sıcaklığın yanma sıcaklığından daha düşük tutulmasını gerektirir.



Şekil 4.1. Turbojet jeneratör şeması



Şekil 4.2. İdeal tepkili çevriminin T-s diyagramı

Motora giren hava, hava alığında yavaşlarken basıncı artar (Şekil 4.2.) (0-2). Daha sonra kompresörde sıkıştırılan hava basıncı daha da artmış olarak kompresörü terk ederek yanma odasına girer (2-3). Hava yanma odasında yakıtla karıştırılır ve sabit basınçta yakılır (3-4). Yüksek basınç ve yüksek sıcaklıktaki yanma gazları türbinde, kompresör ve diğer donanımları çalıştırmaya yetecek gücü sağlayacak basınca kadar genişletilir (4-5). Son olarak gazlar nozulda atmosfer basıncına kadar genişletilerek motoru yüksek hızla ter eder (5-7).

Bir jet motorundan elde edilen itki, motora giren düşük hızlı havanın momentumuyla, motordan çıkan yüksek hızlı egzoz gazlarının momentumu arasındaki farktan kaynaklanan dengelenmiş bir kuvvettir ve Newton'un ikinci yasasından hesaplanır. Jet motoruna giriş ve çıkıştaki basınçlar eşittir (atmosfer basıncı). Kompresör giriş ve çıkışında toplam basınç ve sıcaklık oranları sırasıyla $\pi_c = p_{t3}/p_{t2}$ ve $\tau_c = T_{t3}/T_{t2}$ ve türbin için toplam basınç ve sıcaklık oranları π_t ve τ_t ile gösterilir. Turbojette f yakıt/hava kütle oranı çok küçük değerlerde olduğundan ihmal edilebilir ve $1+f \equiv 1$ kabul edilip basınç kuvvetleri ihmal edilirse itki denkleminde, (Şekil 4.2)

$$F = \dot{m}V_0 \left[\frac{V}{V_0} - 1 \right] = \dot{m}a_0M_0 \left[\frac{V_7}{V_0} - 1 \right] \quad (4.7.)$$

yazılabilir. İtkinin yakıt ağırlığı tüketim hızına oranı, özgül itki denklemi,

$$I = \frac{F}{m_f g} \quad (4.8.)$$

şeklinde tanımlanır. Birim itki ve özgül itkinin yüksek olması istenir. v_7/v_0 hız oranını motor parametreleri ile belirlemek mümkündür. Bunun için nozul çıkışında toplam sıcaklık,

$$T_{t7} = T_0 \left[\frac{T_{t7}}{T_{t6}} \frac{T_{t6}}{T_{t5}} \frac{T_{t5}}{T_{t4}} \frac{T_{t4}}{T_{t3}} \frac{T_{t3}}{T_{t2}} \frac{T_{t2}}{T_{t1}} \frac{T_{t1}}{T_{t0}} \frac{T_{t0}}{T_0} \right] = T_0 \theta_0 \tau_c \tau_b \tau_t \tau_n \quad (4.9.)$$

$$T_{t7}=T_{t6}=\tau_n=1, \quad T_{t6}=T_{t5}, \quad T_{t5}=T_{t4}=\tau_t, \quad T_{t4}=T_{t3}=\tau_b, \quad T_{t3}=T_{t2}=\tau_c, \quad T_{t2}=T_{t0}, \quad \theta_0=T_{t0}/T_0$$

$$T_{t7} = T_7 \left[1 + 0.5(k-1)M_7^2 \right] = T_0 \theta_0 \tau_c \tau_b \tau_t \quad (4.10.)$$

şeklinde tanımlanabilir. Toplam basınç ise,

$$p_{t7} = p_0 \left[\frac{p_{t7}}{p_{t6}} \frac{p_{t6}}{p_{t5}} \frac{p_{t5}}{p_{t4}} \frac{p_{t4}}{p_{t3}} \frac{p_{t3}}{p_{t2}} \frac{p_{t2}}{p_{t1}} \frac{p_{t1}}{p_{t0}} \frac{p_{t0}}{p_0} \right] = p_0 \delta_0 \pi_c \pi_b \pi_t \pi_n \quad (4.11.)$$

$$p_{t7}=p_{t6}=\pi_n=1, \quad p_{t6}=p_{t5}, \quad p_{t5}=p_{t4}=\tau_t, \quad p_{t4}=p_{t3}=\pi_b, \quad p_{t3}=p_{t2}=\pi_c, \quad p_{t2}=p_{t0}, \quad \delta_0=p_{t0}/p_0$$

$$p_{t7} = p_7 \left[1 + 0.5(k-1)M_7^2 \right]^{k/(k-1)} = p_0 \delta_0 \pi_c \pi_t \quad (4.12.)$$

ile hesaplanabilir. Egzoz nozulu çıkışında $p_7 = p_0$ olduğu kabul edilirse (4.12.) denkleminde,

$$\left[1 + 0.5(k-1)M_7^2 \right] = \left[\delta_0 \pi_c \pi_t \right]^{(k-1)/k} \quad (4.13.)$$

elde edilir. (4.13.) ve böylece,

$$\frac{T_7}{T_0} = \frac{(\theta_0 \tau_c \tau_b \tau_t)}{[\delta_0 \pi_c \pi_t]^{(k-1)/k}} \quad (4.14.)$$

yazılabilir. Hava alığı, kompresör ve türbindeki işlemler izentropik ideal gaz sıkıştırma ve genişlemesi ise $\theta_0 = [\delta_0]^{(k-1)/k}$, $\tau_c = [\pi_c]^{(k-1)/k}$, $\tau_t = [\pi_t]^{(k-1)/k}$ denklikleri yazılıp sadeleştirmeyle,

$$\frac{T_7}{T_0} = \tau_b \quad (4.15.)$$

bulunur. Denklem (4.13.) den,

$$M_2^7 = [2/(k-1)][\theta_0 \tau_c \tau_t - 1] \quad (4.16.)$$

ve θ_0 'in tanımından

$$M_0^2 = [2/(k-1)][\theta_0 - 1] \quad (4.17.)$$

ve Mach sayısının tanımından ise,

$$\frac{V_7}{V_0} = \sqrt{\left(\frac{M_7}{M_0}\right)^2 \left(\frac{T_7}{T_0}\right)} = \sqrt{\frac{\tau_b (\theta_0 \tau_c \tau_t - 1)}{\theta_0 - 1}} \quad (4.18.)$$

bulunup itki denkleminde yerine konulursa,

$$\frac{F}{\dot{m} a_0} = M_0 \left\{ \sqrt{\frac{\tau_b (\theta_0 \tau_c \tau_t - 1)}{\theta_0 - 1}} - 1 \right\} \quad (4.19.)$$

elde edilir. (4.19.) denklemindeki, $\tau_b = T_{t4}/T_{t3} = [T_{t4}/T_0]/[(T_{t3}/T_{t2})(T_{t2}/T_0)] = \theta_t/(\tau_c \theta_0)$ yazılabilir. (4.19.) denklemi, τ_c ve τ_t arasındaki ilişkiyi bulmadan tamamlanmış sayılmaz. Bunun için, kompresör ve türbin güçlerinin eşitliği kullanılır,

$$\dot{m} C_p (T_{t3} - T_{t2}) = \dot{m} C_p (T_{t4} - T_{t5}) \quad (4.20.)$$

T_{t4} sıcaklığının mutlak değeri, türbin yapım malzemesinin dayanabilir sıcaklık-gerilme sınırı veya türbin kademesinde soğutma teknolojisine bağlı olduğundan dolayı boyutsuz hale getirmekte yarar vardır. $\theta_t = T_{t4}/T_0$ tanımıyla kompresör ile türbin eşitliği denklemi boyutsuz hale,

$$\tau_t = 1 - \left(\frac{\theta_0}{\theta_t}\right)(\tau_c - 1) \quad (4.21.)$$

şeklindedir. (4.19.) denkleminde τ_t ve τ_b için bulunan değerler yerine konulup yeniden düzenleme yapılırsa birim kütle hava debisindeki itki ifadesi sadece M_0 , τ_c ve θ_t parametrelerine bağlantılı olacaktır.

$$\frac{F}{\dot{m} a_0} = M_0 \left(\left\{ \left[\frac{\theta_0}{\theta_0 - 1} \right] \left[\frac{\theta_t}{\theta_0 \tau_c} - 1 \right] (\tau_c - 1) + \frac{\theta_t}{\theta_0 \tau_c} \right\}^{0.5} - 1 \right) \quad (4.22.)$$

Bu bağıntıya özgül itki tanımında $f = \dot{m}_f / \dot{m}$ oranı için yanma odasında enerji denklemi uygulanırsa,

$$\dot{m} C_p (T_{t4} - T_{t3}) = \dot{m}_f h \quad (4.23.)$$

ve

$$f = \dot{m}_f / \dot{m} = \left(C_p \frac{T_0}{h} \right) (\theta_t - \theta_0 \tau_c) \quad (4.24.)$$

kullanılarak özgül itki tanımında (4.22.) (4.23.) (4.24.) denklemlerinden,

$$I \frac{gC_p T_o}{a_0 h} = \frac{M_0 \left(\left[\frac{\theta_0}{\theta_0 - 1} \right] \left[\frac{\theta_t}{\theta_0 \tau_c} - 1 \right] (\pi - 1) + \frac{\theta_t}{\theta_0 \tau_c} \right)^{0.5} - 1}{(\theta_t - \theta_0 \tau_c)} \quad (4.25.)$$

eşitliği bulunur. Görüldüğü gibi itki havanın ve yakıtın özelliğine, Mach sayısına, kompresör sıcaklık oranına ve türbin giriş sıcaklığına bağlıdır. τ_c değeri arttıkça F itkisinin verilen birer M_0 ve θ_t için artacaktır (4.22.). Sonuç olarak $F / m \dot{a}_o$ birim itkisini maksimum yapan bir τ_c değeri vardır. (4.22.) denklemini τ_c 'ye göre türetilip sifıra eşitlenmesiyle birim itkinin maksimuma yükseldiği τ_c değeri bulunabilir.

$$\tau_c = \frac{\theta_t^{0.5}}{\theta_0} \quad (\text{maksimum } F / m \dot{a}_o) \quad (4.26.)$$

τ_c 'nin bu değeri (4.22.) denkleminde yerine konup yeniden düzenleme yapıldığında,

$$\left(\frac{F}{m \dot{a}_o} \right)_{maks.} = M_0 \left(\left\{ 1 + \left[\frac{(\theta_t^{0.5} - 1)^2}{\theta_0 - 1} \right] \right\}^{0.5} - 1 \right) \quad (4.27.)$$

elde edilir. Buna karşılık gelen özgül itki için,

$$I \frac{gC_p T_o}{a_0 h} = \frac{M_0 \left(\left\{ 1 + \left[\frac{(\theta_t^{0.5} - 1)^2}{\theta_0 - 1} \right] \right\}^{0.5} - 1 \right)}{(\theta_t - \theta_0 \tau_c)} \quad (4.28.)$$

yazılabilir. Özgül itkiyi maksimum yapacak benzer en uygun τ_c değeri yoktur.

4.2. Gerçek Çevrim Analizi

İdeal şartlar altında yapılan analiz ile gerçek çalışma şartlarında önemli sapmalar meydana gelir. Serbest çalışma bölgesinden hava alığına giren hava, kayıpsız olarak izentropik durgunluk şartlarına kadar yavaşlatılamaz. Kompresör ve sürtünmelerden dolayı adyabatik sıkıştırma ve genişleme verimleri hesaba katılmalıdır. Yanma odası basınç kayıpları ve tam yanma olmaması hali dikkate alınmalıdır. Nozuldaki genişleme çevre basıncına kadar gerçekleşemediğinden gaz jeneratörü içindeki sıcaklık değişimleri gaz özelliklerini değiştirir.

4.2.1. Gaz özelliklerindeki değişim

Kompresörlerde sıcaklığın, yanma odalarında hem sıcaklık hem de molekül kütlelerinin değişmesi akışkanın termodinamik özelliklerini değiştirir. Kompresörde sıcaklıkla birlikte C_v artar ve özgül ısı oranı düşer. Yanma sonundaki karışımdaki CO_2 ve H_2O gibi mol ağırlığı yüksek gazların oluşması sebebiyle R gaz sabiti ve özgül ısı oranı k azalır. Çevrim analizinde akışkanın termofiziksel özelliklerinin değerlerinin ideal gaz bağıntıları yerine bu özellikler için hazırlanmış tablo değerleri tercih edilmelidir (Kerrebrock, 1996).

4.2.2. Hava alığı basınç kayıpları

Mach sayısının birden küçük olduğu ses altı ($M_0 < 1$) ve Mach sayısının birden büyük olduğu ses üstü ($M_0 > 1$) uçuşlarda, uçuş hızına eşit bir hızla difüze giren hava, istenilen motor giriş şartlarına kadar, ses altı difüzerde düzgün, ses üstü difüzerde şoklarla yavaşlatılır. Ses altı difüzörlerde vizkoz akış kaynaklı sınır tabakaya ilave olarak ses üstü difüzörlerde şok kayıplarının da ilavesi ile motor önündeki kesitteki toplam basınç p_{t2} , serbest bölgenin izentropik durgunluk basıncından, p_{t0} küçüktür. Aralarındaki fark π_d ile belirtilir. (Mattingly, 1987; (Kerrebrock, 1996).

$$\pi_d = (\pi)_{maks.} \left[1 - 0.075(M_0 - 1)^{1.35} \right] \quad (4.29.)$$

yazılabilir. Difüzerdeki basınç oranı, $(\pi_d)_{maks.}=0.97$ mertebesindedir. Ses üstü akışlarda difüzer kayıplarının büyük çoğunluğunu şok kayıplarından meydana gelir.

4.2.3. Kompresör ve türbindeki kayıpları

Kompresör ve türbinde hareketli ve sabit kanatçıklar ile kanal cidarlarındaki aerodinamik kayıplar, kademe giriş ve çıkışlardaki ters akımlar ile kompresör ve türbin çıkışlarındaki toplam basınç, serbest bölge durgunluk değerlerinden daha küçüktür. Giriş çıkış arasında aynı basınç oranı ve hava debi için gerçek kompresör, ideal sayılandan daha fazla güç üretir. Buna göre kompresör verimi,

$$\eta_c = \frac{\pi_{ci}}{\pi_{cg}}$$

ideal kompresörün sarf ettiği gücün gerçek kompresörün sarf ettiği güce oranıdır.

Türbin verimi ise,

$$\eta_t = \frac{\pi_{cg}}{\pi_{ci}}$$

gerçek kompresörün sarf ettiği gücün ideal kompresörün sarf ettiği güce oranı, şeklinde tanımlanır. Kompresörde tüketilen gerçek adyabatik sıkıştırmada sıcaklık artışıyla orantılıdır. Buna göre kompresör verimi,

$$\eta_c = \frac{\pi_c^{(k_c-1)/k_c} - 1}{\tau_c - 1} \quad (4.30.)$$

iken soğutma uygulanmayan türbinlerde adyabatik verim,

$$\eta_t = \frac{1 - \tau_t}{1 - \pi_t^{(k_t-1)/k_t}} \quad (4.31.)$$

denklemleriyle ifade edilebilir. Basınç değişimleri, küçük sıcaklık değişmelerine sebep olur. Öte yandan sistemle çevre arasındaki ısı transferi politropik ısı verimle adyabatik verimin farklılığına yol açar. Küçük değişimler için adyabatik ve politropik sıkıştırma verimi arasında (4.30.) denklemi esas alınarak,

$$\begin{aligned}\eta_{pol} &= \frac{(1 + \Delta p_t / p_t)^{(k-1)/k} - 1}{(1 + \Delta \tau_t / \tau_t) - 1} \\ &\equiv [(k - 1/k)](\Delta p_t / p) / (\Delta T_t / T) \\ &\equiv [(k - 1/k)](d \ln p_t / d \ln T_t)\end{aligned}\quad (4.32.)$$

yazılabilir. (4.32.) denklemin integralini alınıp (4.31.) denklemi kullanılarak,

$$\eta_c = \frac{\pi_c^{(k_c-1)/k_c} - 1}{\pi_c^{(k_c-1)/k_c} \eta_{pol} - 1}\quad (4.33.)$$

benzerlikle türbin için politropik verim tanımlanıp (4.31.) kullanılıp,

$$\eta_t = \frac{1 - \pi_t^{(k_t-1)\eta_{pol}/k_t}}{1 - \pi_t^{(k_t-1)/k_t}}\quad (4.34.)$$

denklemlere ulaşılabilir.

4.2.4. Yanma odası kayıpları

Yanma odasında iki farklı kayıp oluşur. Birincisi, yanma odasına giren hava-yakıt karışımının kimyasal enerjisinin ısı enerjisine ideal, tam dönüşmemesinden, yanma verimsizliğinden kaynaklı kayıptır. Bu olay, yanma işlemine tabi tutulan yakıtın bir kısmının katı karbon tanecikleri ve karbon monoksit (CO) olarak kalarak, bir kısmı ise yanmamış hidrokarbon olarak yanma işlemine dahil olmadan, egzoz gazı olarak dışarıya atılmasından kaynaklanır.

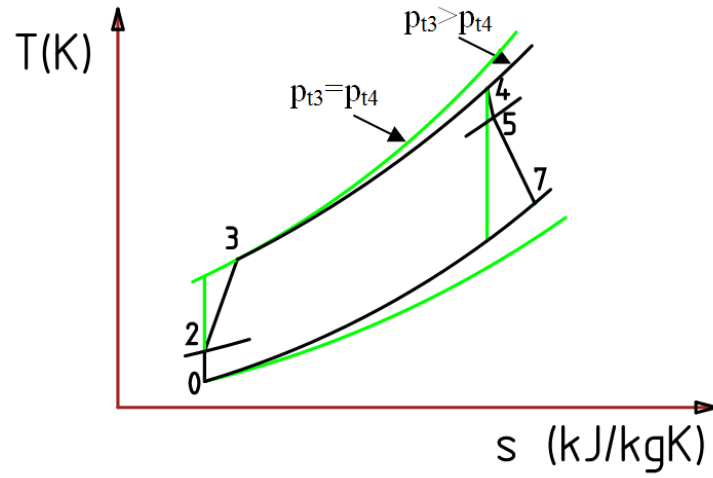
Yanma odasında akışkana geçen net ısının ortaya çıkması beklenen ısıya oranı yanma verimi olarak tanımlanır.

$$\eta_b = C_p \left[(\dot{m} + \dot{m}_f) T_{t4} - \dot{m} T_{t3} \right] / (\dot{m}_f h) \quad (4.35.)$$

İkinci kayıp, yanma odası yüzeylerinde oluşan sürtünmeler ve akış halindeki gaza ısı vermekten kaynaklanır (Kerrebrock, 1996)

4.2.5. Gerçek turbojet

Şekil 4.3'deki T-s diyagramında da görüldüğü gibi kompresör (2-3) ve türbindeki (5-7) entropi artışları ile yanma odası basınç kayıplardan dolayı gerçek çevrimden farklıdır.



Şekil 4.3. Gerçek turbojet çevrimi T-s diyagram (Boles vd., 2008)

Şekil 4.1'de şematik kesit resminde verilen istasyonlar esas alındığında genel itki,

$$F = \dot{m}_7 V_7 - \dot{m} V_0 + A_7 (p_7 - p_0) \quad (4.36.)$$

ile hesaplanabilir. Yanma odası toplam yakıt/hava oranı ile $\dot{m} = \dot{m}(1 + f)$ yazılabilir. Böylece süreklilik denkleminde nozul çıkış kesit alanı,

$$A_7 = \left[m(1+f) / \rho_0 V_0 \right] (R_t / R_c) (p_0 / p_7) (T_7 / T_0) (V_0 / V_7) \quad (4.37.)$$

ile belirleneceğinden yeniden düzenleme ile, itki denklemi,

$$\frac{F}{m a_0} = M_0 \left\{ (1+f) \frac{V_7}{V_0} - 1 + \left(\frac{1+f}{k_c M_0^2} \right) \left(1 - \frac{p_0}{p_7} \right) \frac{R_t}{R_c} \frac{T_7}{T_0} \frac{V_0}{V_7} \right\} \quad (4.38.)$$

şekline dönüşür. Burada itkinin hesabı için $f = f_b$, V_7/V_0 , T_7/T_0 , p_7/p_0 oranlarının bulunması gerekmektedir. Turbojetin normal veya çalışmasında bu oranların hesabı farklılık gösterdiğinden ayrı ayrı ele alınmalıdır. İtki hesabında öncelikle yakıt/hava oranı f_b bulunmalıdır. Yanma odasında ısı dengesiyle,

$$f_b = \frac{\theta_t C_{pt} - \tau_c \theta_0 C_{pc}}{(h \eta_b / T_0) - \theta_t C_{pt}} \quad (4.39.)$$

yazılabilir. Hız oranı, Mach sayısının tanımından hareketle,

$$\frac{V_7}{V_0} = \sqrt{\left(\frac{M_7}{M_0} \right)^2 \left(\frac{k_t R_t}{k_c R_c} \right) \left(\frac{T_7}{T_0} \right)} = \sqrt{\left(\frac{M_7}{M_0} \right)^2 \left(\frac{C_{pt}(k_t - 1)}{C_{pc}(k_c - 1)} \right) \left(\frac{T_7}{T_0} \right)} \quad (4.40.)$$

bulunur. Nozul çıkışındaki toplam ve statik sıcaklık arasındaki ilişki,

$$T_{t7} = T_7 [1 + 0.5(k-1)M_7^2] = T_0 \theta_0 \tau_c \tau_b \tau_t \tau_n \quad (4.41.)$$

şeklinde olacaktır. Burada adyabatik nozul yaklaşımından, $\tau_n = T_{t7}/T_{t5} = 1$, $\tau_b = \theta_t / \theta_0 \tau_c$ ile

$$\frac{T_7}{T_0} = \frac{\theta_t \tau_t}{1 + 0.5(k_t - 1)M_7^2} \quad (4.42.)$$

elde edilir. Türbin gücü = Kompresör gücü, denge denkleminde,

$$\tau_t = 1 - \frac{(C_{pc}/C_{pt})(\tau_c - 1)}{\theta_t(1 + f_b)/\theta_0} \quad (4.43.)$$

bulunur. Şimdi sıcaklık oranı için (4.42.) ve (4.43.) denklemleri ile,

$$\frac{T_7}{T_0} = \left(\frac{\theta_t}{1 + 0.5(k_t - 1)M_7^2} \right) \left[1 - \left(\frac{C_{pc}/C_{pt}}{1 + f_b} \right) \left(\frac{\tau_c - 1}{\theta_t/\theta_0} \right) \right] \quad (4.44.)$$

M_7 sayısının belirlenmesi aynı istasyonda toplam basınç bağıntısından,

$$p_{t7} = p_7 \left[1 + 0.5(k_t - 1)M_7^2 \right]^{k_t/(k_t - 1)} = p_0 \delta_0 \pi_d \pi_c \pi_b \pi_t \pi_a \quad (4.45.)$$

yazılabilir.

$$M_7^2 = \frac{\left\{ (p_0/p_7) \delta_0 \pi_d \pi_c \pi_b \pi_t \pi_a \right\}^{(k_t - 1)/k_t} - 1}{0.5(k_t - 1)} \quad (4.46.)$$

M_0 sayısı ile θ_0 tanımından,

$$M_0^2 = \frac{1}{0.5(k_c - 1)} (\theta_0 - 1) \quad (4.47.)$$

elde edilir. Mach sayısı oranı ile sıcaklık oranı için bulunanlar hız oranı denkleminde yerine konulursa,

$$\frac{V_7}{V_0} = \sqrt{\left(\frac{C_{pt}}{C_{pc}} \right) \left(\frac{\theta_t}{\theta_0 - 1} \right) \left[1 - \left(\frac{C_{pc}/C_{pt}}{1 + f_b} \right) \left(\frac{\tau_c - 1}{\theta_t/\theta_0} \right) \right] \left(\frac{0.5(k_t - 1)M_7^2}{1 + 0.5(k_t - 1)M_7^2} \right)} \quad (4.48.)$$

bulunur. (4.38.) denklemini kullanarak birim itkinin hesaplanması için bu denklemdeki bilinmeyenlerden nozul çıkışındaki Mach sayısı (M_7) ve p_7/p_0 basınç oranı belirlenip

denklemden yerine konulması gereklidir. Bunun için kritik akış şartlarında çalışan yakınsak nozul ve ideal genişlemeli nozul yaklaşımı kullanılır.

4.2.5.1. Kritik akışlı yakınsak nozul

Bu durumda $M_7=1$ yazılıp T_7/T_0 oranı (4.44) den belirlenirken V_7/V_0 oranı (4.48.) denklemden bulunur. Çıkış ile giriş statik basınç oranı, jeneratörün gövdesi boyunca basınç dengesi ile kontrol edilir. (4.45) denkleminde $M_7=1$ ile,

$$\frac{p_7}{p_0} = [1 + 0.5(k_t - 1)]^{-k_t/(k_t-1)} \delta_0 \pi_d \pi_c \pi_b \pi_t \pi_a \quad (4.49.)$$

yazılabilir. Kompresör ve türbin adyabatik verimlerini kapsayan basınç oranları (4.30.) ve (4.31.) denklemlerinden bulunabilir,

$$\pi_c = [1 + \eta_c (\tau_c - 1)]^{k_c/(k_c-1)} \quad (4.50.)$$

$$\tau_c = \frac{\pi_c^{(k_c-1)/k_c} - 1}{\eta_c} + 1 \quad (4.51.)$$

$$\pi_t = [1 - (1 - \tau_t)/\eta_t]^{k_t/(k_t-1)} \quad (4.52.)$$

Böylece π_t ve τ_t değeri (4.49.) denkleminde yerine konulursa,

$$\frac{p_7}{p_0} = \frac{\delta_0 \pi_d \pi_c \pi_b \pi_a}{[1 + 0.5(k_t - 1)]^{k_t/(k_t-1)}} \left\{ 1 - \left(\frac{C_{pc}/C_{pt}}{1 + f_b} \right) \left(\frac{\tau_c - 1}{\eta_t \theta_t / \theta_0} \right) \right\}^{k_t/(k_t-1)} \quad (4.53.)$$

bulunur. Sonuç olarak (3.38.) denkleminde göre itki hesabında f_b , V_7/V_0 , T_7/T_0 ve p_7/p_0 değerleri yerine yazılırsa M_0 , τ_c , θ_t , h , C_{pc} , C_{pt} , k_c , k_t , R_c , R_t , η_b , η_c , η_t ve T_0 değişkenlerine bağlı bir ifade bulunur. Özgül impuls ise itki ve yakıt/hava oranıyla

$$I = \frac{(F / \dot{m} a_0) \sqrt{k_c R_c T_0}}{g f_b} \quad (4.54.)$$

yazılır.

4.2.5.2. İdeal genişlemeli nozul

Bu sınır durumunda $p_7/p_0 = 1$ ve (4.38.) denkleminin son terimi sıfır olacaktır. Bu durumda M_7 değeri (4.45.) deki basınç dengesinde belirlenmelidir.

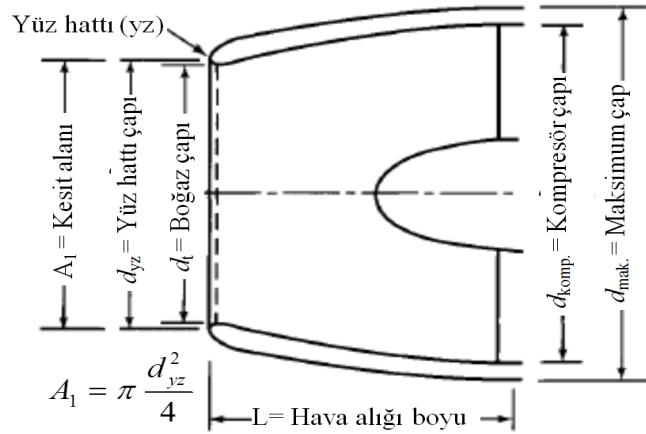
$$\left[0.5(k_t - 1)M_7^2\right] = (\delta_0 \pi_d \pi_c \pi_b \pi_a)^{(k_t - 1)/k_t} \left\{ 1 - \left(\frac{C_{pc}/C_{pt}}{1 + f_b} \right) \left(\frac{\tau_c - 1}{\eta_t \theta_t / \theta_0} \right) \right\} - 1 \quad (4.55.)$$

Buradan belirlenecek $0.5(k_t - 1)M_7^2$ değeri (4.48.) yerine konulduktan sonra elde edilen hız oranı (4.38.) daki itki $F / \dot{m} a_0$ ifadesi elde edilir.

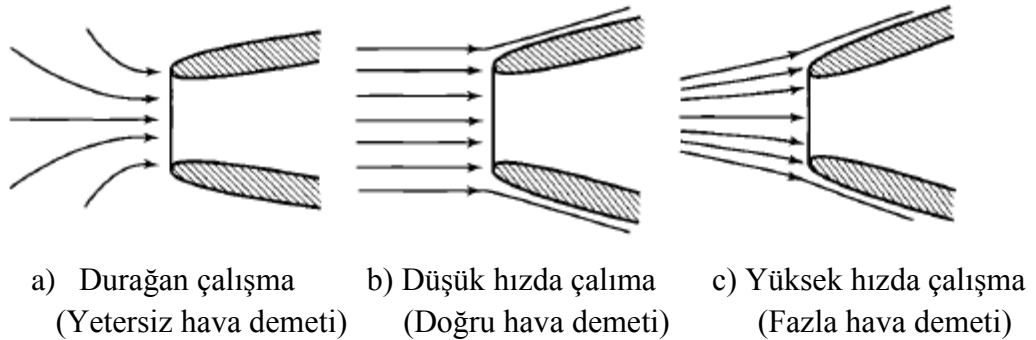
5. JET MOTORUNU OLUŞTURAN ELEMANLAR

5.1. Hava Alığı

Gaz türbini motorunda giriş hava alığının görevi kompresörün istediği debiyi en yüksek basınç oranı ve düzgün hız profiliyle vermektir. Basınç oranında meydana gelecek azalma, motor performansını hemen etkiler. Kütleli debideki azalma ise kompresörü kararsız çalışma sınırına yaklaştırabilir. Modern jet motorlarının hava alıkları hem ses altı hem de ses üstü uçuşlara uyum gösterebilen değişken geometrilere sahip olabilirler. Hava alığının iş ve ısı transferi ile ilişkisi yoktur. Şekil 5.1'de tipik bir sesaltı hava alığı gösterilmiştir. Jet motoruna gelen hava, alığın giriş kesit alanından (A_1) içeri girer ve boğaz boyunca ilerlerken hızı yavaşlayarak, artmış basınçla kompresör giriş kanatlarına ulaşır.



Şekil 5.1. Ses altı hava alığı kesit resmi (Mattingly vd., 2006)



Şekil 5.2. Ses altı hava alığı girişi akış demeti şeması (Goldsmith vd., 1993)

Hava alığının çalışma şartları uçuş hızı ve motorun ihtiyaç duyduğu akış debisine bağlıdır. Şekil 5.2.'de üç tip ses altı şartlarında akım demeti örnekleri gösterilmiştir. Şekil 5.2.a'da hava anlığının çalışması tasarım değerinden daha düşük olduğu veya debinin tasarım değerinden yüksek olduğu durumda meydana gelen anlık girişindeki hızın artmasını göstermektedir. Şekil 5.2.b'de $M_0=M_2=0.5$ sağlandığı durumda hava alığı önündeki akış demeti kesiti ile alık içindeki akış demeti alanı eşitlenir, ($A_0 = A_1$). Şekil 5.2.c'de ise hava alığının çalışması tasarım değerinden daha yüksek olduğu veya akış debisinin tasarım değerinden düşük olduğu durumda meydana gelen alık girişindeki akışkan hızının düşmesini göstermektedir.

Tek boyutlu izentropik akışta kesit alanı, basınç ve akış Mach sayısı arasında, süreklilik, Euler ve ideal gazın izentropik denklemlerinden aşağıdaki bağıntıyı türetmek mümkündür.

$$\frac{dA}{A} = \frac{dp}{p} \left(\frac{1-M^2}{kM^2} \right) \quad (5.1.)$$

(5.1.) denkleminde göre basıncın artması için kesit alanının akış yönünde artmasını gerekli kılmaktadır. Herhangi bir kanalda akış yönünde giriş ve çıkış da süreklilik denkleminde ideal gaz yaklaşımı ile,

$$\frac{p_1 A_1 M_1}{\sqrt{T_1}} = \frac{p_2 A_2 M_2}{\sqrt{T_2}} \quad (5.2.)$$

yazıp $M=M_1$ den $M=M_2$ ye gerçek kesit alanı oranı,

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{M_1}{M_2} \frac{p_1}{p_2} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \quad (5.3.)$$

ile verilir. Hava alığındaki akış adyabatik kabul edildiğinde toplam sıcaklık değişmez $T_{t1}=T_{t2}$. Fakat toplam basınç azalır, $p_{t1} > p_{t2}$. statik sıcaklık oranı,

$$\sqrt{\frac{T_2}{T_1}} = \sqrt{\frac{T_2}{T_{t2}}} \sqrt{\frac{T_{t1}}{T_1}} = \sqrt{\frac{1+0.5(k-1)M_1^2}{1+0.5(k-1)M_2^2}} \quad (5.4.)$$

şeklinde ifade edilebilir. Statik basınç oranı için,

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{p_1}{p_{t1}} \frac{p_{t2}}{p_2} \frac{p_{t1}}{p_{t2}} = \left[\frac{1+0.5(k-1)M_1^2}{1+0.5(k-1)M_2^2} \right]^{k/(k-1)} \frac{p_{t1}}{p_{t2}} \quad (5.5.)$$

(5.3.) denkleminde statik sıcaklık ve basınç oranları yerine yukarıdaki değerleri yazılırsa,

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{M_1}{M_2} \left[\frac{1+0.5(k-1)M_1^2}{1+0.5(k-1)M_2^2} \right]^{(k+1)/2(k-1)} \frac{p_{t1}}{p_{t2}} \quad (5.6.)$$

bulunur. Burada M den M=1'e izentropik akışta kesit A/A* oranı bağıntısında,

$$\frac{A}{A^*} = \frac{(\rho V)^*}{\rho V} = \frac{1}{M} \left[\frac{1+0.5(k-1)M^2}{1+0.5(k-1)M^2} \right]^{(k+1)/2(k-1)} \quad (5.7.)$$

$M_1 \rightarrow M=1$ ve $M_2 \rightarrow M=1$ arasında yazıp gerekli düzenleme ile gerçek ve izentropik akışta kesit oranları arasındaki bağıntı bulunur.

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{1}{\frac{p_{t2}}{p_{t1}}} \left[\frac{\left(\frac{A_2}{A^*} \right)_{s,M=M_2}}{\left(\frac{A_1}{A^*} \right)_{s,M=M_1}} \right] \quad (5.8.)$$

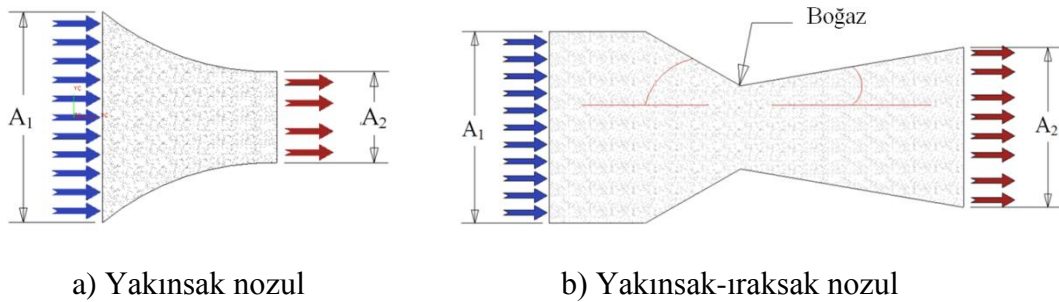
Bir ses altı hava alığı, motor için fan veya kompresör önünde aksel yönde $M_2=0.5$ hızında hava temin etmelidir. Motor girişinde M_2 sayısı büyüklüğü daha çok kompresörün dönme hızına ve sıcaklığına bağlıdır. Çevre havasının sıcaklığı ise uçuş yüksekliğine bağlıdır. Motorun düşük dönme hızlarında ve alçak yükseklikte (yüksek çevre sıcaklığı)

şartlarında M_2 çok küçüktür. Bir jet motorunun en önemli hava ihtiyacı, yüksek çevre sıcaklığında, tam devirde kalkış ile düşük çevre sıcaklığında düz uçuş ve düşük dönme hızlarında belirir. Çevre sıcaklığındaki M_0 sayısında artma, eşdeğer motor sayısında $N/(\Theta_0)^{1/2}$ azalmaya sebep olur. Kompresörün önündeki M_2 sayısındaki değişme kalkıştan yüksek irtifa düz uçuşa geçişe kadar yaklaşık %20 kadar azalmaktadır. Kalkıştan düz uçuşa kadar uçuş Mach sayısının sınırdaki 0.8 değerine değişmesi çok ciddi bir problemdir. Hemen hemen sabit M_2 sayısı ile hava alığı girişindeki akım demetlerinin geometrisindeki büyük değişim birçok sınır tabaka problemine yol açar.

$M_2=0.5$, $M_0=0$ için A_0/A_2 oranı sonsuz, $M_2=0.5$, $M_0=0.8$ de ise, $A_0/A_2 = 0.78$ arasında değişir. Ses altı hava alığı tasarımlarında iç ve dış yüzeylerdeki sınır tabaka hesapları önemli bir yer tutar. Bununla beraber deneysel çalışma tecrübeleri de gerekli olmaktadır. En uygun şartlarda iyi geliştirilmiş bir hava alığının toplamdan toplama basınç oranı $\pi_d = p_{t2} / p_{t0} = 0.95$ ile 0.97 arasında değişmektedir.

5.2. Egzoz Nozulu

Egzoz nozulunun görevi çıkıştan önce egzoz gazının hızını artırmaktır. Motor itkisinin büyük bir değerde olabilmesi için egzoz çıkışında kinetik enerjisinin yüksek olması gerekir. Nozul boyunca basınç kontrolü genişleme işlemiyle kontrol edilir. En yüksek itki egzoz çıkış basıncının çevre basıncına eşit olması ile sağlanır. Jet motorlarında giriş kesit alanı çıkış kesit alanından büyük olan yakınsak nozul (Şekil 5.3.a) ve giriş kesit alanı nozul boyunca ilk önce boğaz çapına kadar azalır daha sonra boğaz çapına göre daha büyük olan çıkış çapına kadar genişleyen yakınsak-ırsak kesitli nozul (Şekil 5.3.b) olmak üzere iki tip kullanılmaktadır.



Şekil 5.3. Nozul tipleri (Oates, 1989)

Nozul basıncının/çevre basıncına oranı $p_{te}/p_o < 4$ için yakınsak kesitli nozul kullanılır. Bu nozullar daha çok ses altı hızda çalışan uçaklar için kullanılır. Nozul basınç oranı $p_{te}/p_o > 6$ için yakınsak-ıraksak nozullar kullanılır. Burada yakınsak kanalı ıraksak kesitli kanal izler. En küçük kesit alanının bulunduğu kısma boğaz denir. Süpersonik uçaklarda bu nozullar kullanılır. Hava alığı için yazılan izentropik akış bağıntıları burada da geçerlidir. Nozullarda aynı giriş ve çıkış basınçlar arasında genişleme, sürtünmeler ve türbülans dolayısıyla izentropik değil adyabatik olarak gerçekleşir. Bu kayıplar toplam basınç oranı, kinetik enerji verimi veya nozul verimi ve hız oranı ile hesaplara katılır. Toplam basınç oranının kesit oranı üzerindeki etkisi hava alığında olduğu gibi,

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{M_1}{M_2} \left[\frac{1 + 0.5(k-1)M_1^2}{1 + 0.5(k-1)M_2^2} \right]^{(k+1)/2(k-1)} \frac{p_{t1}}{p_{t2}} \quad (5.9.)$$

yazılabilir. Burada M den $M=1$ 'e izantropik akışta kesit A/A^* oranı bağıntısını $M_1 \rightarrow M=1$ ve $M_2 \rightarrow M=1$ arasında yazıp gerekli düzenleme yapılırsa adyabatik ve izentropik akışta kesit oranları arasındaki bağıntı bulunur.

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{1}{p_{t2}/p_{t1}} \left[\frac{(A_2/A^*)_{s,M=M_2}}{(A_1/A^*)_{s,M=M_1}} \right] \quad (5.10.)$$

Adyabatik nozul çıkışında gerçek hız V_2 , İzentropik nozul çıkışında hız V_{2s} ile belirtilirse hız oranı,

$$\phi = \frac{V_2}{V_{2s}} = \left[\frac{h_{t1} - h_2}{h_{t1} - h_{2s}} \right]^{0.5} \quad (5.11.)$$

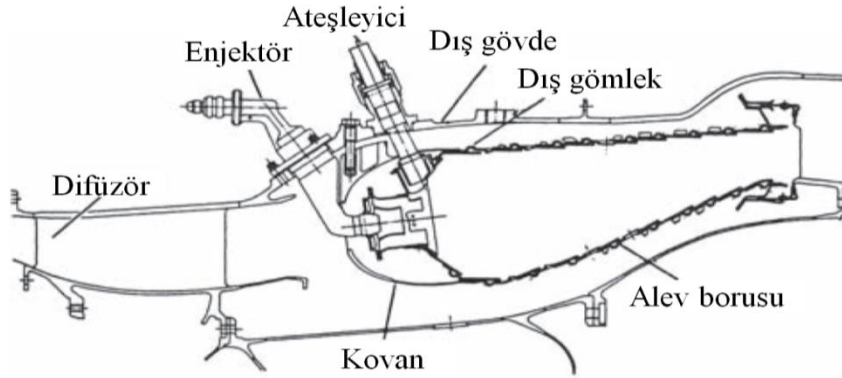
olacaktır. Böylece nozulun kinetik enerji verimi,

$$\eta_n = \frac{V_2^2/2}{V_{2s}^2/2} = \phi^2 \quad (5.12.)$$

denklemleri ile tanımlanır.

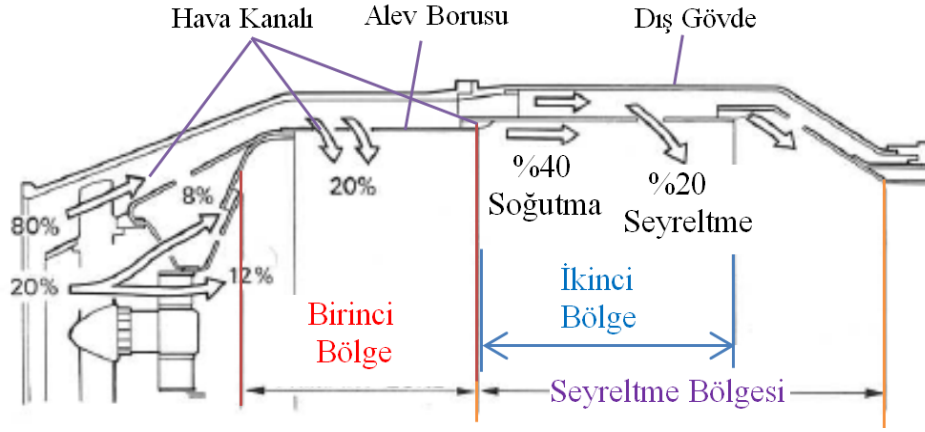
5.3. Yanma Odası

Yanma odasının görevi yakıt içerisindeki kimyasal enerjiyi hava ile reaksiyona sokarak türbinin ihtiyacı olan termal enerjiyi ortaya çıkarmaktır. Günümüzde kullanılmakta olan modern yanma odaları Şekil 5.4'deki yapıya benzer olup, hava püskürtmeli yakıt besleme sistemine sahiptirler. Yanma odasının ana elemanları, dış gövde, kompresörden gelen havayı yanma odasına aktaran difüzör, yanma odasına sürekli yakıt akışını sağlayan enjektör, yakıt hava karışımını tutuşturan ateşleme mekanizması, yanma işleminin sürekliliğini sağlayan gerekli hava temini ile birlikte, yapıyı oluşturan parçalarını soğutulmasında da görevli olan ve üzerinde soğutma kanal, delikli alev borusu ve dış gömlekten ibarettir (Şekil 5.4).

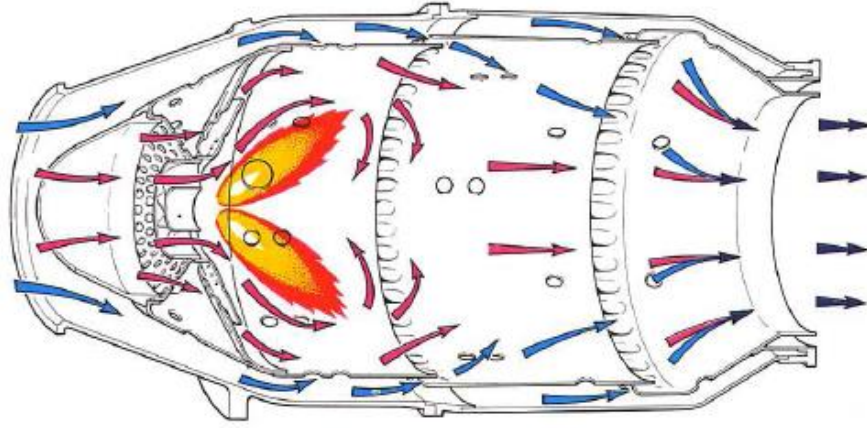


Şekil 5.4. Yanma odası yapısı (Lefebvre vd., 2010)

Gaz türbini motoru yanma sistemi, diğer ana birimler ile mukayese edilirse ekzotermik kimyasal reaksiyonların kontrolü bakımından daha karmaşık yapıda olduğu görülür. Yanma odasında meydana gelen olay hem aerodinamik hem de kimyasal karaktere sahiptir. Yanma odasında gaz karışımı olan akışkan bileşenleri noktadan noktaya bağlı olarak değişmektedir. Şekil 5.5'deki birincil, ikincil ve seyreltme bölgesi olarak üç ana kısma ayrılan yanma odasında, yanmanın önemli bir kısmı birincil bölgede tamamlanırken, gerçekleşmeyen reaksiyonlar ikincil bölgede sonuçlanır. Seyreltme bölgesi ise türbinin ihtiyaç duyduğu sıcaklık profilini oluşturarak yanmış gazları soğutarak iletir.



a) Yanma odası ana yanma ve seyrelme bölgeleri



b) Yanma odası akış ve alevin korunması

Şekil 5.5. Yanma odası ana yanma ve seyrelme bölgeleri (Boyce, 2001)

Kompresörden yanma odasına 150 m/s'ye yakın bir hızla giren havanın bu hızı yanma için çok yüksek olduğundan odayı geçerken yavaşlatılıp statik basıncının artırılması gerekir. Normal karışım oranlarında yakıtın yanma hızı türbülanslı akışta 2-10 m/s civarındadır (Kerrebrock, 1996). Bu durumda odada en çok 10 m/s eksenel hızda karışımın kendiliğinden tutuşabileceği kadar yüksek sıcaklıkta olan bir bölge yaratılırsa alevin sürekliliği korunabilir. Bu şartlar alev borusu ile başarılır (Şekil 5.5). Yanma odası iç içe iki yüzeyden oluşmaktadır. İçteki yüzey alevi sakladığından alev borusu denilmektedir. Normal çalışma ile yanma odasının hava/yakıt oranı, 45/1 ile 130/1 arasında değişir. Kerozen 15/1 veya buna yakın hava/yakıt oranında yanar. Dolayısı ile yakıt sadece birincil veya ana yanma bölgesi adı verilen odanın giriş kısmında yakılmalıdır. Yakıt nozulundan püskürtülen yakıtın etrafından ana havanın % 20 si birincil bölgeye yön

saptırıcı kanattan geçerek girer. Bununla alev borusunun dışından geçen havanın toplam havanın % 20'si olan sirkülasyon havasının etkileşmesiyle alçak hızlı, yüksek sıcaklık ve ideal yakıt/hava karışım oranında toroidal vorteks adı verilen alev saklama ve dengeye ulaşma bölgesi sağlanır. Havanın yaklaşık % 40'ı alev borusu ve yanma odası dış yüzeyinde film tabakası oluşturarak soğutmaya harcanır.

Hava, kompresörün tüketilen güce bağlı olarak sıkıştırma işlemi boyunca 200°C ile 550°C arasında ısınmış olacaktır. Bu durumda yanma prosesi tarafından verilmesi gereken sıcaklık artışı 650°C ile 1150°C arasında değişecektir. Türbinin ihtiyaç duyduğu gaz sıcaklığı, itkisel ve mil gücüne bağlı olarak değiştiğinden yanma odası motorun bu geniş çalışma şartlarında yanma kararlılığını ve verimliliğini koruma kabiliyetine sahip olmalıdır. Etkin yanma, egzoz dumanı ile çevreyi kirletmeme açısından giderek çok daha önemli olmaktadır. Modern gaz türbinlerinde artan çıkış sıcaklıklarıyla birlikte türbinin ömrü açısından yanma odası çıkış sıcaklık profili daha da önemlidir. Bu bakımdan tasarım süreçlerinde hedeflenen çıkış sıcaklık hedefine ulaşabilmek için zaman harcanmaktadır.

Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'de görüldüğü gibi yanma odası, yakıt püskürtme nozulları tarafından sağlanan büyük miktardaki yakıtı, kompresör tarafından sağlanan çok geniş hacimdeki hava ile yakıp ısıyı açığa çıkaracak ve türbinin ihtiyaç duyduğu bütün şartlarda düzgün akışa sahip, ısıtılmış gazı sağlamak gibi zor bir görevi vardır. Böylece en düşük basınç kaybı ile sınırlı yanma odası hacminde en çok ısı enerjisini açığa çıkarılmış olur. İyi bir yanma odasından istenenler özellikler aşağıdaki gibi sıralanabilir (Badarinath, 1993).

- Tam yanma,
- Düşük basınç kaybı,
- Yanma prosesinin kararlılığı,
- Çıkışta uygun sıcaklık dağılımı,
- Alev sönmesine karşı tedbir,
- Yeniden yakma kabiliyeti,
- Kısa uzunluk ve küçük kesit alanı,
- Kütle debisi, basınç ve sıcaklık bakımından geniş bir çalışma aralığı,

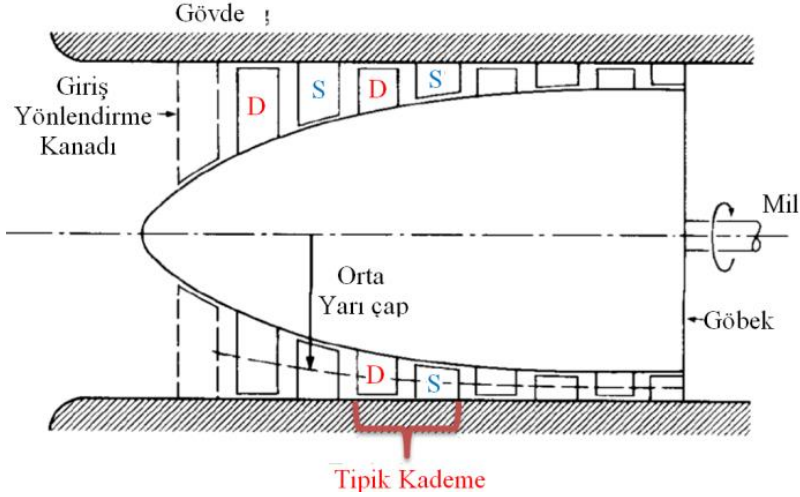
Yukarıda istenen özelliklerden bazıları diğerleri ile çelişebilir. Küçük hacimli oluş, düşük basınç kaybı ve tam yanma için uygun olmadığından en uygun çözümler aranmalıdır. Püskürtülen yakıt, ihtiyaç duyulan sıcaklık artışına bağlıdır. En yüksek sıcaklık, türbin ve nozul için kullanılan malzemeler tarafından 850°C ile 1700°C arasında kısıtlanmıştır.

5.4. Kompresör

Çevrim analizlerinden anlaşılacağı gibi kompresör, türbin basınç oranları ve verimlerinin jet motoru performansında büyük etkiye sahiptir. Özellikle alçak uçuş Mach sayılarında kompresör, hem kütle debisini hem de motor basınç oranını kontrol etmesi sebebiyle türbin motor karakteristikleri üzerinde en büyük etkiye sahip birimdir. Jet motoru Ar-Ge maliyetleri ve gerekli zamanın içindeki payı diğer ünitelerden fazla olduğundan kompresör en çok dikkat edilmesi gereken ünite. Son otuz yıldan beri süre gelen Ar-Ge çalışmalarıyla kompresör tasarımı tam anlamı ile çözülmüş değildir. Yeni bir kompresör tasarımı, termodinamik analizler, deneme yanılma testleri, şekillendirme çalışmaları, yoğun ve kaliteli işgücü, para ve zaman gerektirmektedir. Gaz türbini motorlarında aksel akışlı ve radyal santrifüj akışlı kompresör olmak üzere iki tip kompresör kullanılmaktadır.

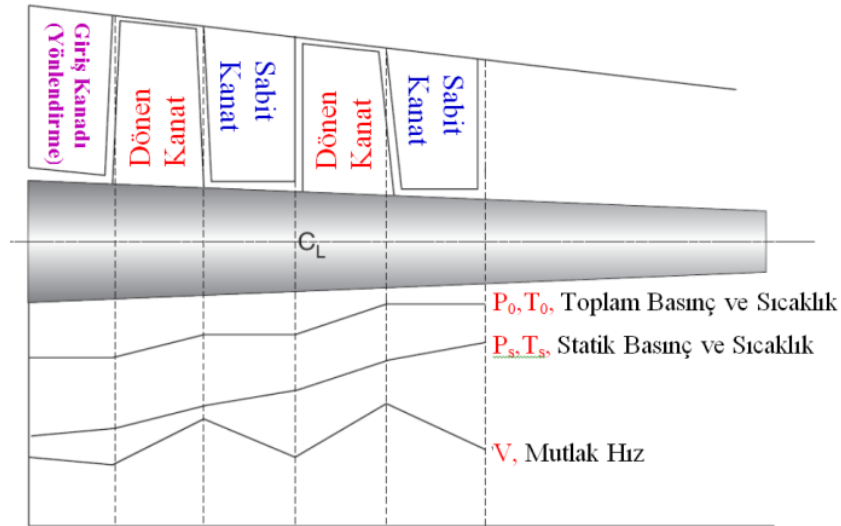
5.4.1. Aksel kompresör

Eksel akışlı kompresörün, ana bileşenleri, gövde iç cidarı boyunca yerleştirilmiş sabit kanatlar ve her iki sabit kanatın arasına bir kanat gelecek şekilde tasarlanmış, dönen orta göbek üzerine sıralanmış kanatlar şeklindedir. Bir sabit bir de döner kanat birlikteliğine bir kademe denir (Şekil 5.6). Orta göbek mili motorun türbin ünitesiyle birlikte hareket edecek şekilde bağlanmıştır. Gövde ile göbek geometrisi kompresör girişinde çıkışına doğru hacimsel olarak azalma, daralma şeklindedir. Bu durum kompresörün giriş kısmından çıkışına doğru havanın sıkıştırılarak basıncının artırılmasını sağlar. Eksel akış kompresörlerinde akışkan dönme eksenine paralel olarak akar. Döner kanatlar akışkanı hızlandırır. Döner kanat sırasını izleyen sabit kanatlar ise akışkanı yavaşlatır. Eksel akış kompresörler çok kademeli yapıya sahiptir. Kademe sayısı istenen basınç oranına bağlıdır.



Şekil 5.6. Eksenel akışlı kompresörün kesit şeması (Hill vd., 1992)

Eksenel akış kompresörde, toplam ve statik basınç ve sıcaklık, çıkış kademesine doğru artarken eksenel hız aşağı yukarı sabit kalır ve akış kesit alanı azalır (Şekil 5.7). Uçak motorlarında debi ve basınç oranının daha yüksek olması dolayısıyla en çok eksenel akışlı kompresör tercih edilmektedir.

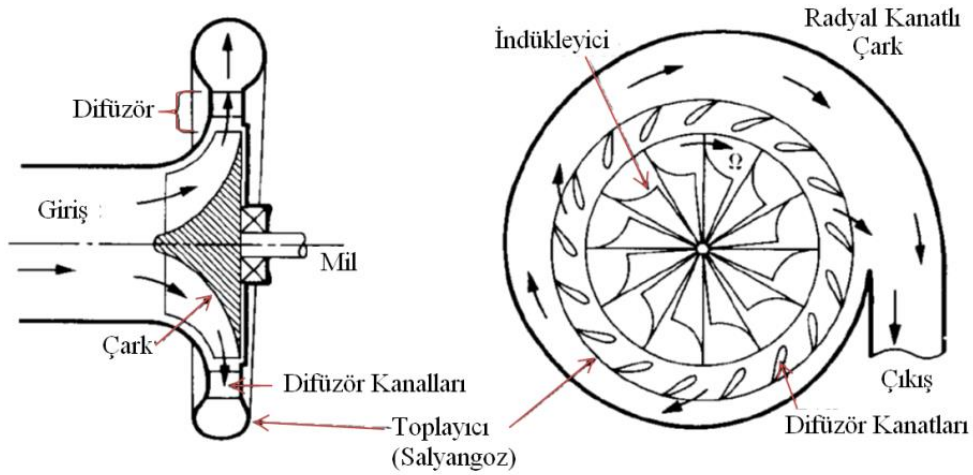


Şekil 5.7. Eksenel akış kompresörde girişten çıkışa Basınç-Hız değişimi (Boyce, 2002)

5.4.2. Radyal kompresör

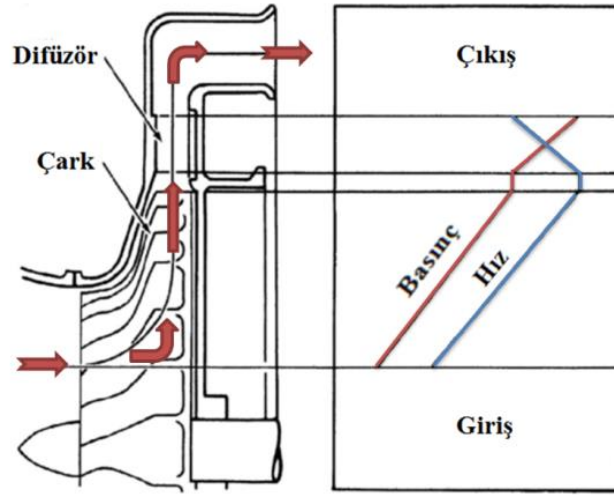
Radyal kompresörlerin küçük motorlarda, pistonlu uçak motorları ve kara taşıtlarında ön sıkıştırma veya aşırı dolgu fanıyla kullanım alanı bulunmaktadır. Bunlarda

hava çark tarafından aksnel doğrultuda alınıp radyal doğrultuda basılır. Motora aksnel boyunca giren hava çarkta radyal yöne döndürölüp sıkıştırılır ve dönen çarkın ucuna ulaştığında çarkın teğetsel hızına yakın bir teğetsel hıza ulaşır (Şekil 5.8). Çarktan çıkan hava difüzöre girer. Difüzörde hızı yavaşlatılarak statik basıncı artırılan hava difüzör kanallarından geçerek salyangozda toplanır ve sistemden çıkar. Radyal kompresörde sıkıştırma prosesi akışkanın dönen çark tarafından yaratılan santrifüj kuvvet alanında radyal doğrultuda içten dışa doğru itilmesi ile sağlanır. Buradaki basınç artışı aksnel kompresördeki farklıdır. Difüzyon işlemleri kinetik enerji değişiminin basınç artışı yerine, dönen çark santrifüj kuvvet alanındaki potansiyel enerji değişiminin basınca dönüşmesi sağlanır. Bu yüzden sınır tabaka büyüme problemi ve karşıt basınç gradyanindeki ayrılma daha az sınırlıdır.



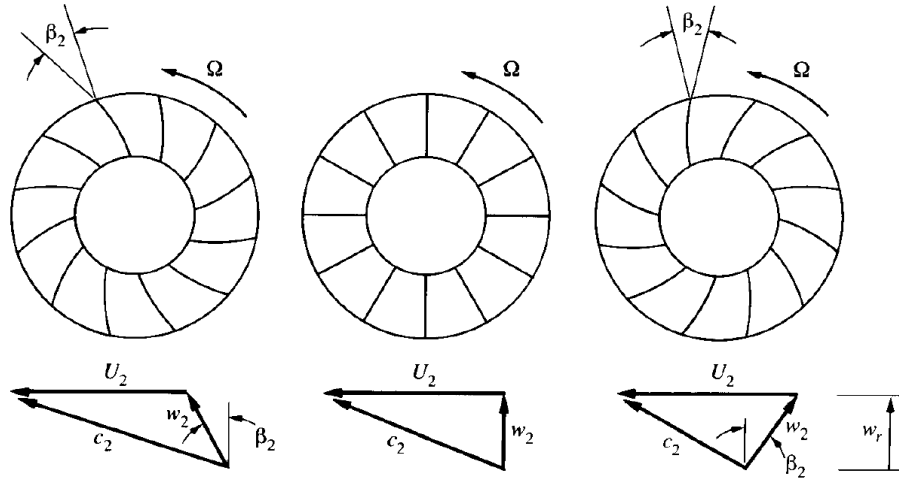
Şekil 5.8. Radyal akışlı bir kompresörün kesit şeması (Hill vd., 1992)

Kompresör çarkına giren havanın hızının bir kısmı çarkta ve geri kalanı difüzörde basınca dönüştürölür (Şekil 5.9). Çarkı terk edip difüzöre giren havanın hızı düşürölerek önemli bir kısmı basınç enerjine dönüştürölmektedir.



Şekil 5.9. Radyal akışlı kompresörde girişten çıkışa Basınç-Hız değişimi (Boyce, 2006)

Rotor kanatları Şekil 5.10'deki gibi radyal, öne eğimli (dönük) veya arkaya eğimli olabilir. En yüksek basınç oranı öne eğimli kanatlarla gerçekleşir. Fakat öne eğimli kanatlarda yüksek dönüş hızında gerilme artar. Yüksek hızlı rotordlarda aerodinamik dengesizlik ve santrifüj gerilmeler istenmez. Arkaya eğimli kanatlarda verim yüksek ancak basınç düşük olmaktadır.



a) Öne eğimli kanat (β_2 negatif) b) Radyal düz kanat c) Arkaya eğimli kanat (β_2 pozitif)

Şekil 5.10. Çark kanat çeşitleri ve hız üçgenleri (Hill vd., 1992)

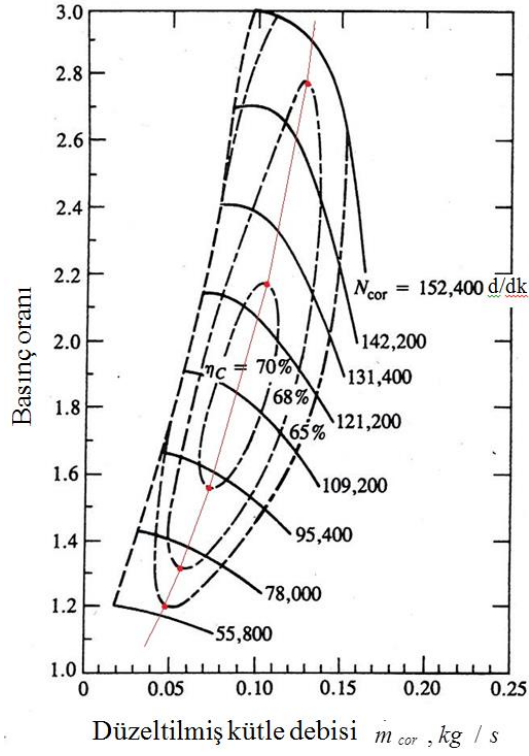
5.4.2.1. Kompresörde grafiksel analizi

Jet motorunda, farklı hızlardaki kompresör basınç oranı ve farklı sistem elemanları için izentropik verimleri gibi bazı parametreler önceden bilinmez. Motorun temel şartları ve çevre sıcaklığı ve basıncı biliniyorsa, ilgili denklemlerle itki hesaplanabilir. Kompresör sıkıştırma oranı bilinmeyen en önemli girdi parametresidir. Bu nedenle yakıt vanasının kontrolü ile farklı gaz ayarları için başka bir değişle farklı motor devirlerindeki kompresör sıkıştırma oranı, hava akış oranı ve üretilen itki için testler yapılmalı, hesaplamalar da kullanılmak üzere bir kompresör grafiği oluşturulmalıdır.

Şekil 5.11'deki grafiğin ana bölümündeki konkav ve eğimli çizgiler, hız çizelgeleridir. Debi ve hız, deniz seviyesindeki basınç 101325 kPa ve sıcaklık (288,15°K) °C deki değerlerdir.

$$[\dot{m}\sqrt{\theta}/\delta = \dot{m}\sqrt{T_{01}/288.15}/(P_{01}/101325), N/\sqrt{\theta} = N/\sqrt{T_{01}/288.15}] \text{ (Cohen vd, 1996).}$$

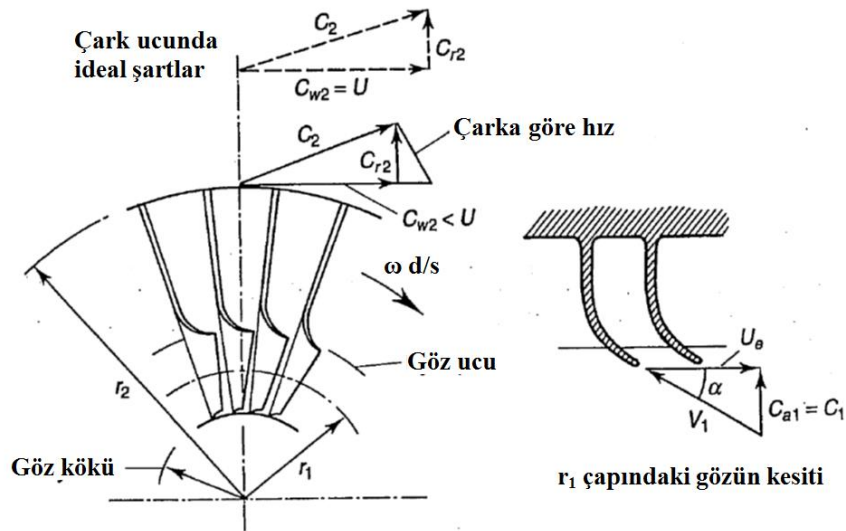
Y eksenindeki basınç oranı arttıkça, verimler kesik daireler ile alan üzerine yayılırlar. Belirli bir kütle akış hızı ve basınç oranındaki hız çizgisiyle kesişme oluşursa kompresörün bu koşullarda etkisini gösterir. Grafięin sol sınırına (kesik çizgi) dönel ayrılma hattı denir. Kompresör dönel ayrılma hattı, motor üzerinden gazın titreşim geri akışını oluşturur ve bu da aktarılan basınç da ani bir düşüş ile ilişkilidir. Bu çizginin solundaki çalışma, akış kararsızlığı bölgesini temsil eder. Hız hatlarının son bulduğu boğulma noktaları adı verilen sağ taraf sınırı da vardır. Bu noktanın ötesinde kütle akışının daha fazla artması mümkün değildir ve boğulmanın gerçekteştiği söylenebilir. Dolayısıyla bu nokta, her belirli dönme hızında elde edilebilecek maksimum kütleli debi oranını temsil eder. Verim adalarının merkezi boyuncaki çizgiye tepe verim hattı denir ve maksimum verimlilik için çalışma noktalarını temsil eder. İdeal şartlarda, kompresörü bu hatta yakın olarak çalıştırmak arzu edilir (Saravanamuttoo vd., 2009). Kompresör basınç oranlarının 1 ila 4 arasında sayılması yapılan kabulün doğru olduğunu gösterir. Termodinamik motor hesaplamaları yapılırken, her bileşen için izentropik verimlerin güvenilir değerlerini kullanmak önemlidir. Kompresör grafiğinden yararlanarak gerçek kompresör verimini hesaplamak da mümkündür.



Şekil 5.11 Kompresörde Kütlesel debi-Basınç oranı (Heywood, 1988)

5.4.2.2. Kompresörün çark teorisi

Çark gözü, havanın kompresöre çekildiği yerdir. Kanatlar gözün boyutundan daha uzundur (Şekil 5.12). Dönen havanın çark ucundaki hızı, hız üçgenleri kullanılarak hesaplanabilir.



Şekil 5.12. Radyal çark sistemi ilgili hız üçgenleri (Saravanamuttoo vd., 2001)

Şekil 5.12'de hava ile çark ucundan ayrılan mutlak hızın (C_2) teğetsel veya dönen bileşeni (C_{w2}) ve daha küçük bir radyal bileşen (C_{r2}) grafiksel olarak gösterilmiştir. Çark ucu hızı (U), ideal koşullardaki çark bileşenine eşit olur, ancak atalet kuvvetleri nedeniyle, çark kanadı arasında sıkışan hava çarkla hareket etmeyebilir. Bu olay C_{w2} hızının U hızına eşit olmasına mani olur ve bu etki kayma (slip) olarak adlandırılır. Radyal kanatlı çarklar için kayma faktörü (σ),

$$\sigma = 1 - \frac{0.63\pi}{n} \quad (5.13.)$$

ile hesaplanabilir, n çark kanat sayısıdır. Gövde ile kanatlarla taşınan hava arasındaki sürtünme nedeniyle uygulanan dönme momenti ve bu nedenle gerçek iş girişi teorik değerden daha büyüktür. Bunu hesaba katmak için, boyutsuz güç giriş faktörü (ψ) tanımlanabilir. Tam boyutlu jet motorları için ψ için tipik değerler 1.035-1.04 aralığındadır. π_c değeri şimdi aşağıdaki denklemi kullanarak hesaplanabilir.

$$\pi_c = \left(1 + \frac{\eta_c \psi \sigma U^2}{c_{pa} T_{01}} \right)^{\gamma_a / (\gamma_a - 1)} \quad (5.14.)$$

burada,

$$\frac{\psi \sigma U^2}{c_{pa}} = T_{02} - T_{01} \quad (5.15.)$$

çarkın uç hızı,

$$U = \pi \times \phi \times \frac{d/d}{60} \quad (5.16.)$$

ile hesaplanır. ϕ , çarkın ortalama çapıdır. Jet motorlarında π_c değerinin hesaplanmasında başka bir denklem daha vardır, bu denklem,

$$\pi_c = \left(\frac{\psi U^2}{2c_{pa} T} + 1 \right)^{3.5} \quad (5.17.)$$

şeklindedir. ψ basınç katsayısı boyutsuzdur ve geriye eğik çark kanatlı küçük bir jet motorunda $\psi = 0.98$ dir (Kamps, 2009). ψ değeri geniş dönme hızı aralığında sabit kalır ve diğer parametre biliniyorsa π_c veya U hızının hesaplanmasını kolaylaştırır.

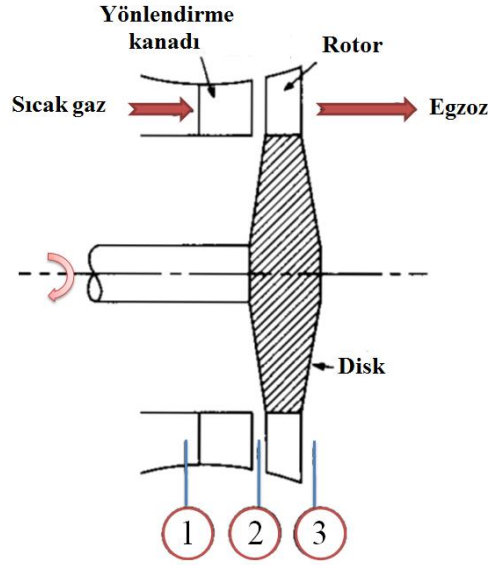
5.5. Türbin

Yanmış yakıt-hava karışımının ortaya çıkardığı enerjinin bir kısmı kompresör ve fan tahrikinde kullanılır. İhtiyaç olan bu enerjinin elde edildiği motor bölümü türbindir. Türbin yanmış gazların sahip olduğu kinetik enerjinin büyük bir kısmı, yaklaşık % 75'i mil gücüne çevrilmektedir. Kompresörlerin aksine, modern uçaklardaki jet motorların tamamı aksenal akışlıdır.

Türbin girişinde giriş yönlendirme kanatları ve rotor kanadının sıcak gazlardan korunması için soğutma gerekir. Jet motorlarında türbin girişindeki yüksek sıcaklık, malzeme bünyesinde ciddi ısıl gerilimlere öncülük eder. Yüksek sıcaklık aynı çapta türbin kanadı teğetsel Mach sayısının kompresörden daha küçük olmasını sağlar. Bu durum da aerodinamik problemlerin kolaylaşmasını sağlar. Kompresörde basıncın girişten çıkışa doğru artmasına karşılık, türbinde azalması ikinci önemli farktır. Basıncın giderek azalması sınır tabaka incelmeye ve bunun sonucu olarak sınır tabaka ayrılma problemlerinin azalması demektir. İhtiyaç duyulan dönme momentini bir sıra sabit yönlendirme kanadı ile bir sıra da dönel kanat sırasından meydana gelen belirli sayıda kademeden temin edilir. Kademe sayısı, çap ve dönme hızında gaz akışından talep edilen güce bağlıdır.

5.5.1. Türbin teorisi

Bir türbin kademesi yanma odasından gelen sıcak gazların aksenal yönde giriş yaptığı 1-2 arasında hareketsiz yönlendirme kanat sırası ve 2-3 arasındaki hareketli rotor kanat sırasından oluşur (Şekil 5.13). Yönlendirme kanatları gazı yönlendirip hızlandırırken, rotor kanat sırası gazın kinetik ve ısıl enerjisini mekanik enerjiye dolayısıyla işe dönüştürür. Türbin tek kademeli ise rotordan sonra bir sıra da çıkış statoru eklenebilir.

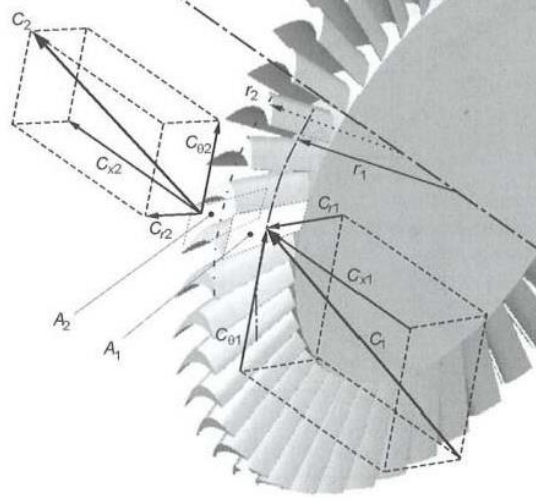


Şekil 5.13. Eksenel akış türbin kademesi (Hill vd., 1992)

Türbinin, impuls, reaksiyon ve bu ikisinin birleşimi olan impuls-reaksiyon olmak üzere üç tipi vardır. İmpuls tipi türbinlerde basınç düşüşünün tamamı yakınsak kesite sahip olduğundan dolayı yönlendirme kanatlarında gerçekleşir. Basınç düşüncü hız artar. Yüksek hızla hareketli kanatlara çarpan gazlar açısal momentum korunuma göre döndürme momentinin doğmasını sağlar. Bir impuls-reaksiyon türbin motorlarında gerçekleştirilen basınç düşüşünün, toplam basınç düşüşüne oranına reaksiyon derecesidir.

5.5.1.1. Türbin aşamasında iş üretimi

Şekil 5.14'de kanatlık boyunca hareket eden akışkan parçacığını gösterilmiştir. Parçacık hız vektörü C_1 , sırasıyla eksenel, radyal ve çevresel yönlerde C_x , C_r ve C_θ olmak üzere üç bileşenden oluşur. Teğetsel bileşen türbin enerji transferinde katkıda bulunur ve Newton'un 2. Hareket Kanunu'ndan moment her kanat sırası boyunca açısal momentum değişim oranı olarak ifade edilebilir.



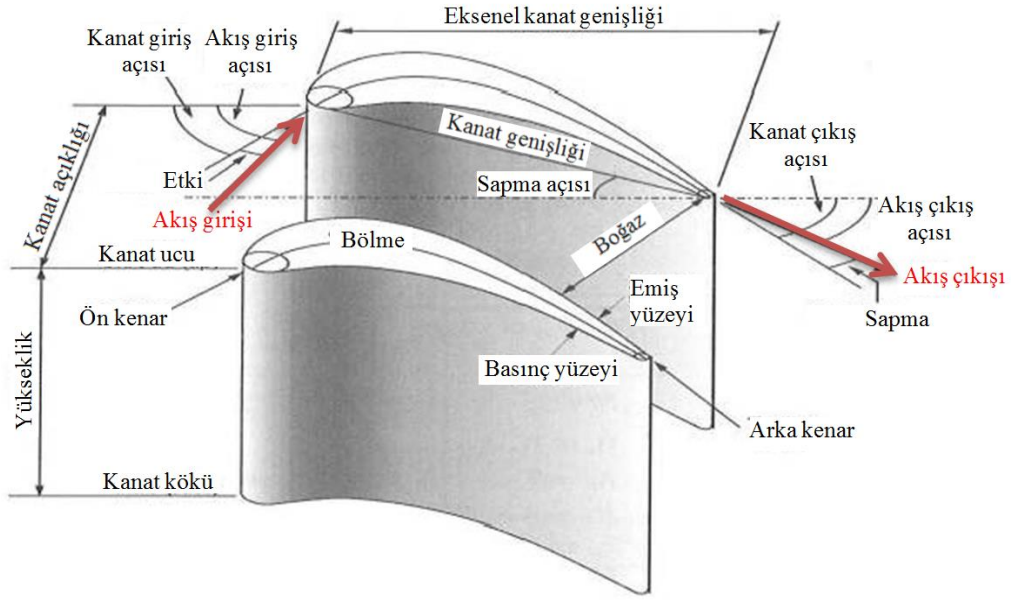
Şekil 5.14. Türbin kanatçıklarının arasındaki akışkanın hız bileşenleri (Oustapha vd., 2003)

$$\tau = m(r_2 C_{\theta 2} + r_1 C_{\theta 1}) \quad (5.18.)$$

m kütleli debidir. (teğetsel hızların yönü ters olduğundan, büyüklükleri skaler formda birbirine eklenmiştir). ω (açısal hız) ve dolayısıyla kanatçık hızı $U = r \omega$, özgül iş çıktısı,

$$W_{spec} = \frac{\tau \omega}{m} = (U_2 C_{\theta 2} + U_1 C_{\theta 1}) \quad (5.19.)$$

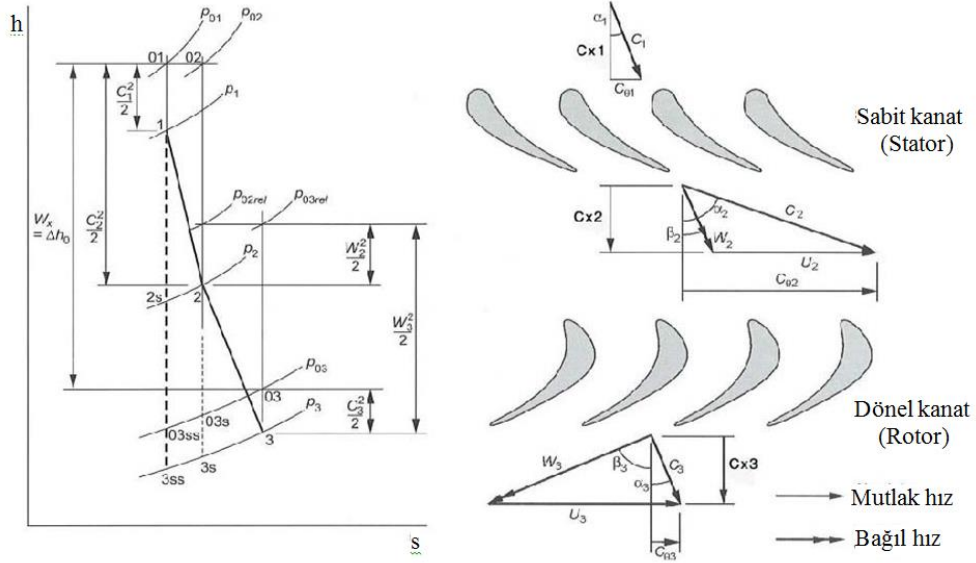
Bu, Euler'in turbo makine denklemidir. Kanatçık terminolojisi Şekil 5.15'de gösterilmiştir. Literatürde sıklıkla kullanılan farklı açılar ve uzunluklar burada tanımlanmıştır. Akış sadece kanatçık açlarından aktığı için akış giriş ve çıkış açılarının kanatçık açlarından farklı olduğunu bilmek önemlidir.



Şekil 5.15. Türbinde kanatçık terminolojisi (Moustapha vd., 2003)

Şekil 5.16'de β_2 ve β_3 'ün, rotora göre bağıl hızların kullanılarak tanımlanan açılar gösterilmiştir. Bunlar, sabit bir kanatçığı ile rotor kanatlarının yukarıda bahsedilen akış girişi ve çıkış açılarıdır.

Mollier diyagramı olarak bilinen bir entalpi-entropi diyagramı, tek aşamada akışın termodinamiğini anlamanın basit yoludur. C_p ve γ temel olarak sıcaklığa bağlıdır, ancak sabit bir C_p göz önüne alınırsa, bunun yerine sıcaklık-entropi diyagramı kullanılabilir. Bu durum en azından yüksek sıcaklıkta yanma egzoz gazlarında, kimyasal reaksiyonlar gerçekleştiği ve gazın bileşenlerinin ve özgül ısı katsayısı değerinin yavaşça değiştiği durumlarda daha az doğrudur. Bileşimi ve dolayısıyla özgül ısı değeri (Şekil 5.16) aynı zamanda bir aşamada gerçekleşen ve sırasıyla 0 ve s alt indisleri ile gösterilen toplam değer ve izentropik işlem için Mollier diyagramını göstermektedir. Soğutucu hava yokluğunda, stator kanatlarında toplam entalpi değeri sabit kalır, çünkü iş sadece rotor kanatçıklarıyla üretilir ve enerji denklemi aşağıdaki gibi indirgenebilir,



Şekil 5.16. Mollier enthalpy-entropy diagramı ve bir kademedeki hız vektörleri (Dixon vd., 2010)

$$h_{01} = h_{02} \quad (5.20.)$$

özgül iş çıktısı, kanatçıklardaki toplam entalpi değişikliği olarak ifade edilebilir,

$$\begin{aligned} W_{spec.} &= h_{01} - h_{03} = h_{02} - h_{03} \\ &= (h_2 - h_3) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_3^2) \\ &= (h_2 - h_3) + (1/2)(C_2^2 - C_3^2) \end{aligned} \quad (5.21.)$$

Rotor kanatçıkları boyunca sabit dönüş toplam entalpi denklemi,

$$I = h_{0,rel} - \frac{1}{2}U_2^2 \quad (5.22.)$$

$$h_{0,rel} = h + \frac{1}{2}w^2 \quad (5.23.)$$

aşağıdaki şekli alır. Sonra,

$$h_2 - h_3 = \frac{1}{2} \left((U_2^2 - U_3^2) - (w_2^2 - w_3^2) \right) \quad (5.24.)$$

böylece, 5.21 denklemi aşağıdaki gibi düzenlenebilir,

$$W_{spec.} = \frac{1}{2} \left((U_2^2 - U_3^2) - (w_2^2 - w_3^2) + (c_2^2 - c_3^2) \right) \quad (5.25.)$$

sabit kanatçık hızlarında 5.25 denklemi,

$$W_{spec.} = \frac{1}{2} \left((w_3^2 - w_2^2) + (c_2^2 - c_3^2) \right) \quad (5.26.)$$

şeklini alır.

5.5.2. Türbin parametreleri

Tasarımın kolaylaşması, tasarımcıların türbin çalışması üzerindeki farklı faktörlere ait değişim etkilerinin incelenmesi, optimize edilmesi ve karşılaştırması için birkaç boyutsuz parametre tanımlamak gerekir.

5.5.2.1. Verim

Mollier diyagramına (Şekil 5.16) türbin aşaması iki izentropik verimlilik türbinin gerçek işinin izentropik işlem yoluyla çıkarılan işe oranı olarak tanımlanır. Toplamdan toplam verimlilikte, P_{01} 'den P_{03ss} 'ye bir genişleme izentropik kısım olarak kabul edilir ve toplamdan-statiğe verimlilikte P_{01} 'den P_{3ss} 'e bir genişleme olur. Böylece:

$$\eta_{tt} = \text{toplamdan_toplamlar_verim} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{03ss}} \quad (5.27.)$$

$$\eta_{ts} = \text{toplamdan_statik_verim} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{3ss}} \quad (5.28.)$$

Her zaman olmamakla birlikte verim toplamdan toplama verim daha yaygın olarak kullanılır ve çok kademeli türbinlerle ilgili olup önemlidir. Geri kalan kinetik enerji , $\frac{c_3^2}{2}$, açığa çıkar. İki türbinleri karşılaştırmak için ne tür bir verimlilik kullanıldığını tam olarak bilmek önemlidir, çünkü bu değerler, formüllerinden ve Mollier diyagramından görülebileceği gibi oldukça farklıdır.

5.5.2.2. Reaksiyon derecesi

Reaksiyon derecesi türbinlerde yaygın olarak kullanılan bir parametredir ve rotor içindeki gazın genleşmesini gösterir. Aslında bu tanım, gaz genleşme işleminin rotor ve stator arasında bir aşamada nasıl bölündüğünü belirtir ve daha büyük reaksiyon dereceleri, rotordaki gaz ivmesinin, statordaki ivmelenmeden daha büyük olduğunu gösterir. Bu miktar için statik basınca, statik sıcaklığa ve izentropik entalpi değişikliğine bağlı farklı tanımlar vardır. Burada, bu farklı tanımlar ifade edilmektedir.

$$\Delta_{basas} = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_3} \quad (5.29.)$$

$$\Delta_{sıcaklı} = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_3} \quad (5.30.)$$

$$\Delta_{entalpi,h} = \frac{\Delta h_{s,R}}{\Delta h_{s,S} + \Delta h_{s,R}} = \frac{h_2 - h_{3s}}{(h_1 - h_{2s}) + (h_2 - h_{3s})} \quad (5.31.)$$

Genelde entalpi temelli tanımlama yaygın olarak kullanılmaktadır. Aslında, rotor içerisindeki izentropik entalpi düşüşünün oranı ve rotor ve stator da ayrı ayrı izentropik entalpi düşüşlerinin toplamıdır. Reaksiyon derecesinin negatif değerde olması rotorda akışın yavaşlaması anlamına geleceği ve istenmeyen bir durumdur.

5.5.2.3. Kademe yükleme katsayısı

Bu parametre, türbin aşaması boyunca durgunluk entalpisi düşüşünün oranı, Δh_0 , rotor kanatçık hızının karesi olarak tanımlanır.

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{U^2} \quad (5.32.)$$

Δh_0 gerçekte, adiyabatik durum kabulünde bir kadememin iş çıktısını gösteren değerdir. Şimdi 5.19 denklemine, Euler'in çalışma denklemine ve tamamen aksel akış ve sabit yarıçap kabulü altında bakıldığında şu şekilde yazılabilir,

$$\Delta h_0 = U \Delta C_\theta \quad (5.33.)$$

Burada ΔC_θ rotor kanatları üzerindeki mutlak hızın teğetsel bileşenindeki değişimidir. Bu iki denklemi birleştirilerek aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\psi = \frac{\Delta C_\theta}{U} \quad (5.34.)$$

Yüksek kademe yüklemesinin kanat boyunca döner akış talep ettiği açıktır. Kademe yüklemesinin bir kadememin dışına çıkarılan işin boyutsuz ölçek olarak yorumlandığını tespit edersek, bu parametrenin yüksek bir değerinin kademe sayısını azaltmak için elverişli olabileceği, fakat bunun yüksek olduğu gösterilmiştir. Yüksek yükleme durumları türbin verimliliğinde düşüşe neden olur ve tasarım işleminde optimize edilmelidir.

5.5.2.4. Akış katsayısı

Tamamen aksel türbindeki akış katsayısı, akış hızının aksel bileşeninin kanat hızına oranı olarak tanımlanır.

$$\phi = \frac{C_x}{U} \quad (5.35.)$$

Hız üçgenleriyle, akış katsayısının daha düşük bir değerinin gerçekte anlamı bağıl hızların teğetsel duruma yakın olduğu görülür. Sabit bir kanat dönüş hızı kabulüyle akış katsayısı arttıkça kütle akışının artacağı anlaşılacaktır.

5.5.2.5. Hız oranı

Hız oranı, kademe yüklemesi ile aynı kavramı belirten, ancak ters oran tanımında yer alan boyutsuz bir sayı olarak basitçe anlaşılabilir. Statik-statik hız oranı,

$$v_{ss} = \frac{U}{\sqrt{2\Delta h_{ss}}} \quad (5.36.)$$

şeklinde tanımlanır. U, daha öncede belirtildiği gibi kanat hızıdır ve Δh_{ss} türbin aşamasındaki tam izentropik entropi düşüştür. Aşama yüklemesi korelasyonu 5.32 denklemi ile karşılaştırıldığında, yüksek kademe yükleri esas itibariyle düşük hız oranı ve düşük kademe yüklerinde ise yüksek hız oranı olduğu görülür.

5.5.2.6. Akış kapasitesi

Akış kapasitesi, mevcut toplam sıcaklık ve basınca göre türbindeki kütle akış oranını standartlaştıran önemli bir özelliktir. Akış kapasitesinin kullanılması, farklı koşullardaki kütleli debiyi karşılaştırmak için bir fikir verir. Akış kapasitesi şu şekilde tanımlanır.

$$\text{Akış kapasitesi} = \dot{m} \sqrt{\frac{T_0}{P_0}} \quad (5.37)$$

Burada \dot{m} kütleli debidir (kg/s). Bu ilişki aslında ses altı akışın (kanat boğazında oluşabilecek) Mach sayısının bire yakın olduğu ve $\dot{m} \sqrt{T_0} / (A.P_0)$ denkleminde kaynaklanmaktadır. Burada A, R gaz sabiti ve izentropik üst $\gamma = c_p / c_v$ 'ün fonksiyonu olan boğaz kesit alanıdır. Böylece gaz özelliklerinin belirlendiği varsayımı ile türbin içerisinde akış kapasitesini tanımlayan, $\dot{m} \sqrt{T_0} / .P_0$ değerini elde etmek için sadece kanat kesit alanı ölçülmesi yeterlidir.

5.5.2.7. Akış sabiti

Türbin sabiti, C_T , bir kütleli debi göstergesidir. Fakat bu sabit türbin tasarımlarında ve literatürde yaygın olarak kullanılmamaktadır. Gaz türbini endüstrisinde daha yaygın olarak kullanılan akış kapasitesi ile aynı kavramsallaştırılabilir.

$$C_T = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\frac{p_1^2 - p_3^2}{p_1 v_1}}} \quad (5.38.)$$

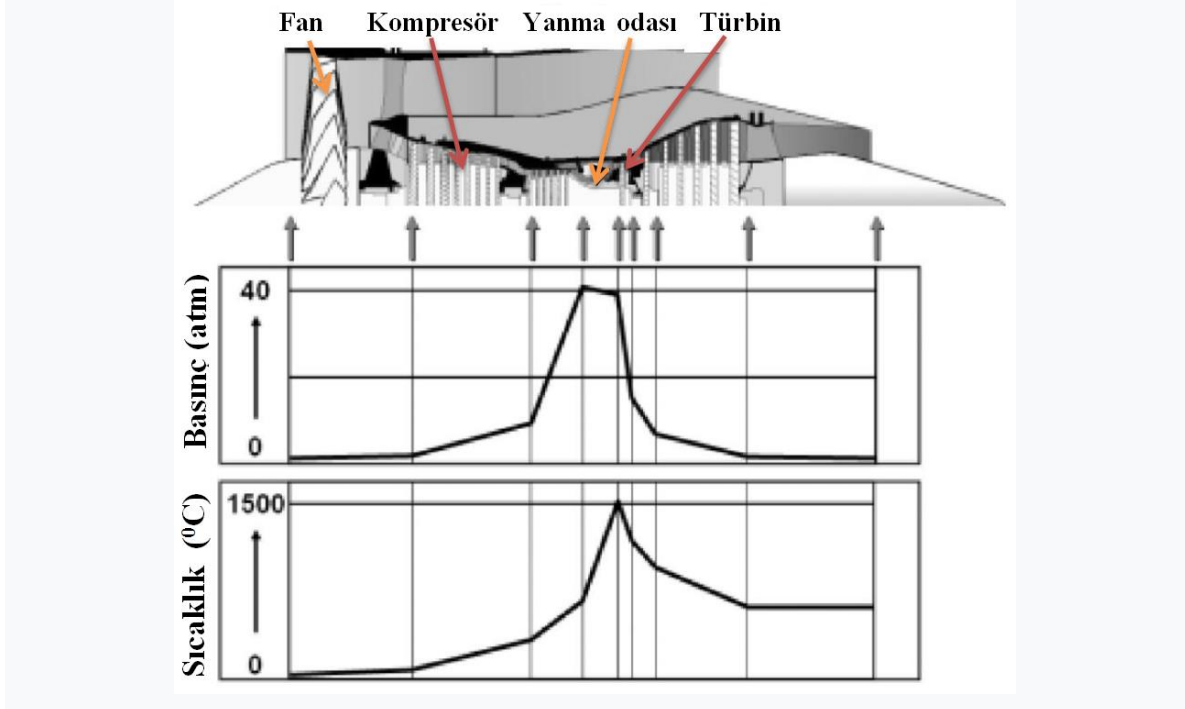
Türbin sabitinin birimi m^2 'dir ve v_1 ise stator girişine doğru olan özgül hacmi ifade eder.

6. GAZ TÜRİNİ MALZEMELERİ

Gaz türbinlerinde verim, çalışma sıcaklığı ile yakından ilgilidir. Yüksek yanma sıcaklığının nedeni gazların daha fazla genişlemesindedir. Verimin artması, çevreye salınan gaz emisyonunun azalması, düşük yakıt kullanımı, uzun menzil ve uçuş süresi veya faydalı yükün artması gibi çok çeşitli yararları doğurur. (Bose, 2007)

Gaz türbinlerinde verim için sıcaklık en kritik sınırlayıcı faktördür. Türbin giriş sıcaklığı, verim artarken özgül hava ve yakıt tüketimini azaltmaktadır. Yüksek sıcaklıkta çalışan malzeme ve alaşımların ham maddeleri ve bunların işlenmesi son derece maliyetlidir. Dolayısıyla türbin kanadı, yanma odası gövde malzemesi gibi yüksek sıcaklık etkisinde malzemelerin işlevleri bozulmadan yerine getirebilmeleri için soğutulması da malzeme ile ilgili çalışmaların tamamlayıcısı olmaktadır (Boyce, 2002).

Turbo makinaların tasarımının zorluğundan dolayı verim doğrudan malzemeye bağlıdır. Bunun için malzeme seçimi birinci önceliklidir. Türbini oluşturan bileşenler çeşitli gerilmeler, yüksek sıcaklık ve korozyon şartları altında çalışmalıdır. Zira kompresör kanatları düşük sıcaklık fakat yüksek gerilim altında, yanma odası da oldukça yüksek sıcaklık ve düşük gerilme şartları altında ve türbin çarkı kanatları oldukça fazla gerilim, sıcaklık ve korozyon şartları altında çalışmaktadır. Tüm bu önerilere göre gaz türbinini oluşturan parçalara ait malzemelerin seçiminde ayrıca özen gösterilmelidir. Şekil 6.1’de jet motorunun bölümlerindeki sıcaklık ve basınç büyüklük değerleri gösterilmiş olup fan ve kompresörden sıkışarak yanma odasına gelen gaz, yanma işlemi sonrası ulaşacağı en yüksek basınç (yaklaşık 40 atm) ve sıcaklıkta (yaklaşık 1500⁰C) türbin çark kanatlarına çarpmaktadır. Türbin kanatları gerilme, sıcaklık ve çevre şartlarına direnç göstermek zorundadır. Özellikle en fazla yükün etkisinde, yanma odasının çıkışındaki birinci aşamada türbin kanatları gaz türbinin çalışma sınırını tayin edeceğinden kanatların yüksek sıcaklıklara dirençli olması gerekir.

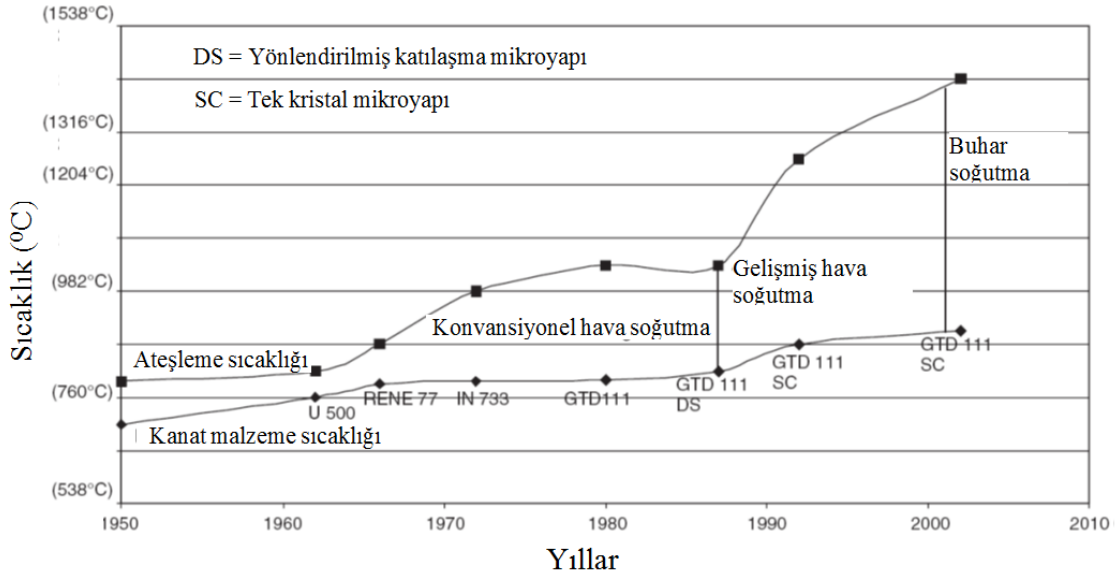


Şekil 6.1. Jet motorunda sıcaklık ve basınç dağılımları
(Daniel vd., 1992)

Tasarım gaz türbinini oluşturan parçaların performansı ile etkinleşir. Yanma odası gövdesi ve türbin kanatları, yüksek performans ve uzun ömürlü gaz türbinleri için en kritik parçalardır. Aşırı derecedeki gerilme, sıcaklık ve korozyon gaz türbin kanatları için malzeme sorunu yaratır. Diğer türbin bileşenlerinin daha az derecede çalışma ile ilgili problemleri olacağından gaz türbin kanadı metalürjisinde problemlerli alanların çözümüne ayrı bir önem verilmelidir. Gerilim, sıcaklık ve korozyonun karşılıklı etkileşimi mevcut teknoloji ile önceden tahmin edilemez karmaşık problem yaratır. Yüksek performans ve uzun ömürlü bir türbin kanadı için malzeme gereksinimleri, sınırlı sürünme, yüksek kopma dayanımı, korozyona karşı direnç, iyi bir yorulma dayanımı, düşük termal genleşme sabiti, termal gerilmeyi azaltacak yüksek ısı iletkenliğini içerir. Türbin kanadının bozulması ilk olarak sürünme ve korozyon, ikincil olarak termal yorulma ile ilgilidir. Gaz türbin kanatlarının tasarımının da yüksek performans, uzun ömür ve minimum bakım masraflarıyla karşılaşılır.

Yeni malzemelere ilave olarak, soğutma işlemlerindeki gelişmeler yanma odası dış cidarı ve türbin kanatçıklarının yüksek sıcaklıklar da yıpranma olmaksızın dayanabilmesine imkân sağlamıştır. Soğutma işleminin etkisi türbin veriminin artmasında öncülük yapan

ateşleme sıcaklığının artışında ortaya çıkar. Türbin kanat yapımında kullanılan U 500 ile başlayarak sırası ile RENE 77, IN 733, GTD 11 (Yönlendirilmiş katılaşma), GTD 111 (tek kristal) devam ederek gelişen süperalaşım malzeme teknolojisi ile türbin çalışma sıcaklığındaki artış eğilimi Şekil 6.2’de gösterilmiştir.



Şekil 6.2. Türbin kanat malzemesi gelişiminin ateşleme sıcaklığıyla ilişkisi (Boyce, 2002)

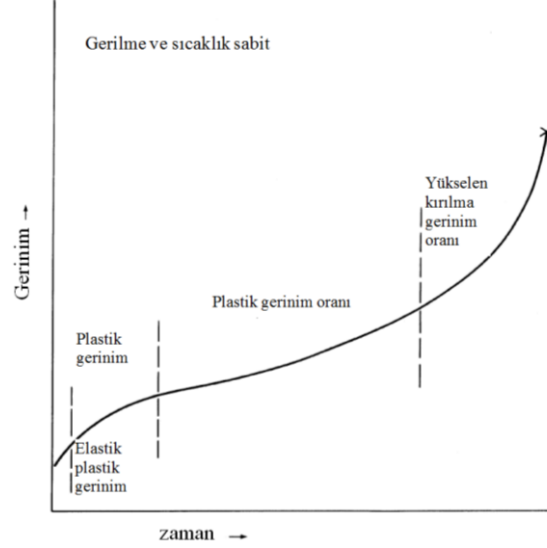
Şekil 6.2’de 1950 yılından başlayarak sırası ile konvansiyonel hava soğutma, gelişmiş hava soğutma ve buhar soğutma şeklinde değişerek gelişen soğutma teknolojilerinin türbin kanat malzemesinin çalışma sıcaklığı ve ateşleme sıcaklığının artırılmasına olan önemli etkisi açıkça gösterilmiştir. Türbin malzemelerinin sıcaklık taşıma kapasitesi yılda yaklaşık olarak 10°C artarak yaklaşık 472°C ’ye yükselmiştir. Bu yükselişin önemi türbin ateşleme sıcaklığındaki 56°C bir yükselişin sonucu olarak elde edilen çıkış gücünde %8-%13 lük ve %2-%4’lük türbin verim artışı sağlandığını göstermektedir.

6.1. Gaz Türbinlerinde Genel Metalürjik Davranışlar

6.1.1.Sürünme ve kopma

Yüksek sıcaklıkta zamana bağlı davranış sürünme-kopma olarak tanımlanır. Farklı metallerin ergime noktaları ve farklı sıcaklıklarda mukavemeti önemli ölçüde değişiklik

gösterir. Düşük sıcaklıklarda bütün metaller zamandan bağımsız olarak önce elastik sonra plastik deformasyona uğrarlar. Ancak yüksek sıcaklıklarda, sabit yük altında deformasyon kaydedilir. Sürünmenin çeşitli aşamaları Şekil 6.3'de gösterilmiştir.



Şekil 6.3. Sabit yük altında zamana bağlı gerinim eğrisi (Boyce, 2002)

Şekil 6.3'de herhangi malzemenin zamanla değişen gerinim grafiği gösterilmiştir. Grafikte başlangıçta veya elastik gerinim azalan oranda plastik gerinim bölgeye ilerleyen birinci bölgededir. Daha sonra nominal kararlı plastik gerinimi malzeme kopuncaya kadar yükselen gerinim takip eder ve malzeme kopar. Bu sürünmenin doğası malzeme, gerilim, sıcaklık ve çevreye bağlıdır. Türbin kanat uygulamaları için % 1'den daha az olan sınırlı sürünme istenir. Süper alaşımlarının dökümündeki minimum uzama yüksek çalışma sıcaklıklarında da kırılabilir.

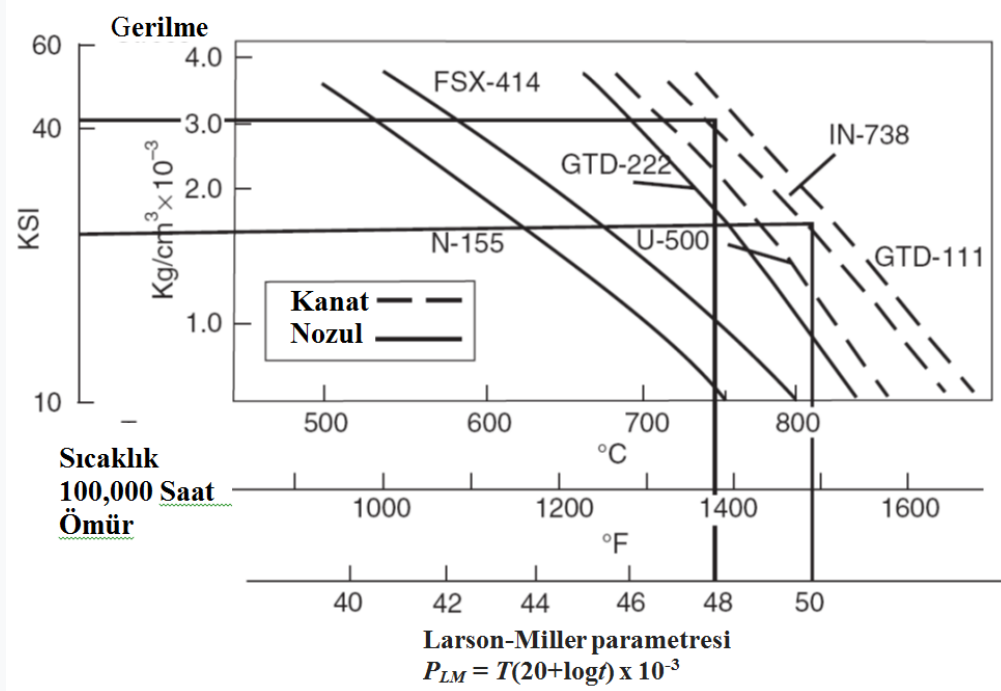
Alaşımların gerilme-kopma performans verileri genellikle Larson-Miller eğrisiyle sunulur. Alaşımın değişken sıcaklık aralığında gerilme-kopma karakteristikleri, ömür ve gerinim aralıkları tanımında yaygın olarak kullanılmasıyla birlikte bu grafik birçok alaşımın yüksek sıcaklık kapasitelerinin karşılaştırılmasında kullanılabilir.

Larson-Miller parametresi;

$$P_{LM} = T(20 + \log t) \times 10^{-3}$$

olarak ifade edilir.

Şekil 6.4’de özel türbin çark kanat alaşımları için Larson-Miller parametresi gösterilmiştir. Bu grafikte N-155, FSX-414, GTD-222 gibi motor nozul imalatında kullanılan süper alaşım malzemeleri ile türbin yapımında kullanılan U-500, IN-738, GTD-111 süper alaşım malzemelerinin benzer gerilim ve sıcaklık şartlarında çalışma ömürlerini karşılaştırılmak mümkündür.



Şekil 6.4. Değişik kanat malzemelerin Larson-Miller parametresi (Boyce, 2002)

6.1.2. Süneklik ve kırılmalık

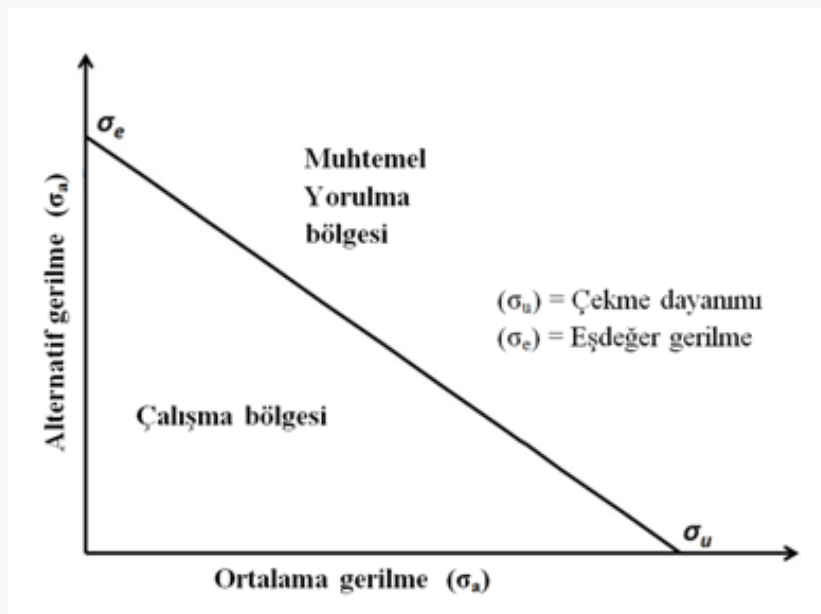
Süneklik genellikle uzama ve kesit alanında daralma ile ölçülebilir. Bazı durumlarda görünen sürünmenin üç aşaması mevcut değildir (Şekil 6.3). Döküm süperalaşımında hata sadece küçük uzama şeklinde ortaya çıkar ve yüksek sıcaklık ve gerilmelerde çok küçük başlangıç sürünmesi gözlemlenir. Bu miktardaki uzama sünekliktir. Süneklik-Zaman eğrisinde iki uzama vardır. Birinci uzama plastik gerinimi, ikinci uzama toplam uzama veya kopma uzamasıdır. Süneklik kararsız bir davranıştır ve laboratuvar koşullarında tekrarlanamaz özelliği taşır. Metallerin sünekliğini tanecik büyüklüğü, numunenin şekli ve malzemenin imalatındaki teknikler etkiler. Uzama sonundaki kırılma alaşıma bağlı olarak gevrek ve sünek olabilir. Gevrek kırılma tane sınırları arasında çok az

veya hiç uzama olmamasındandır. Sünek kırılma ise taneler arasında ve tipik normal süne gerilme kırılmasıdır. Türbin kanat alaşımları çalışma sıcaklığında düşük süneklik gösterme eğilimlerindedir. Sonuç olarak erozyona ve korozyona bağlı olarak türbin kanat yüzeyinde çentik başlar ve sonra çatlak hızlıca yayılır ve kopar.

6.1.3. Döngüsel yorulma

Bütün metaller belirli yük altında aşırı dönme hareketinde maruz kalırsa bozulurlar. Türbinlerdeki kanatlarında görülecek, çok yaygın bozulma şekli olan bu olay yüksek devir yorulması olarak isimlendirilir. Bu tip bozukluğun sebebi türbin kanadının tekrarlı düzensiz yüklerden dolayıdır. Bu bozukluk, kanatın uç kısmına yakın bozulan yüzeyin üstünde zikzak görünümüdür.

Goodman diyagramı, malzemenin farklı yüklerde türbin kanadı üzerindeki alternatif gerilim miktarını belirlemek için sıklıkla kullanılır (Şekil 6.5). Goodman diyagramı, sıfır olmayan bir gerilme üzerine bindirilmiş döngüsel gerilimde malzeme veya bileşenin etkinliğinin belirlenmesinde özellikle yardımcı olur. Yatay eksen malzemenin MPa cinsinden ortalama gerilim veya son gerilim, dikey eksen ise son gerilimin yarısı veya herhangi bir düzeltme, emniyet faktörü ile çarpılan ortalama gerilim karşılık gelen alternatif gerilimdir.



Şekil 6.5. Goodman diyagramı (Palmer, 2014)

Diyagramda eğrinin altında kalan bölge malzemede yorulmasının görülmediği çalışma bölgesini gösterir, eğrinin üst kısmı ise değişen gerilmelerle yorulmanın muhtemel olduğu bölgeyi ifade eder.

6.1.4. Termal yorulma

Türbin kanatlarının termal yorulması ikinci bozulma olarak tanımlanabilir. Türbinin çalışmaya başlaması ile duruncaya kadar geçen sürelerdeki sıcaklık farklılıkları termal gerilmeyi oluşturur. Bu termal gerilmelerin tekrarlanması termal yorulmayı doğurur. Termal yorulma yavaş seyrederek ve sürünme kırılma bozukluğuna benzerdir. Termal yorulma analizi aslında elastiklik modülü, termal genişleme sabiti ve termal iletkenlik gibi özelliklerini içeren ısı transfer problemidir. En önemli metalürjik faktörler süneklik ve dayanıklılıktır. Sünekliği yüksek metaller hem termal yorulmaya daha dirençli olma hem de çatlak oluşumu ve yayılmasına da daha direnç gösterme eğilimindedir.

Devam eden araştırma programları, yüksek sıcaklık istenilen yapısal uygulamalarda gevrek malzemelerin başarıyla kullanılabilmesini göstermektedir. Yakın zamanda yapılan çalışmalar, silikon nitrat ve silikon karpitin çeşitli formları ve uygulamaları, geleceğin seramik motorları için en önemli iki aday olduğunu saptamaktadır. Her iki malzeme, arzu edilen yüksek sıcaklık mukavemetine, özgün dirence, kolay elde edilebilir ve kolay işlenebilir özelliklerinden dolayı bu malzemelerin gelecekteki bileşenler için çalışmaya uygunluğunu gösterir.

6.1.5. Korozyon

Nikel bazlı süperalaşımlarının türbin kanatlarında kullanılması, bu metallerin aşınmasına neden olan atmosfer gazların etkisini de beraberinde bir sorun olarak ortaya çıkarır. Bu bozulma erozyondan veya korozyondan kaynaklanır. Erozyon sert partiküllerin türbin kanatlarına çarparak, kanatların yüzeyinden malzeme kopartmasıdır. Bu sert partiküller türbin girişi boyunca girebileceği gibi aynı zamanda yanma odasında içinde mevcut bulunan partiküllerin kopup türbine girmesi şeklinde de olabilir.

Korozyon sıcak korozyon ve sülfidasyon işlemi olarak tarif edilir. Sıcak korozyon, atmosferdeki Na_2SO_4 'dan kaynaklanan alaşımların hızlı oksidasyonudur. Oksidasyon, tuzların motor tarafından emilmesi ve yanma odasından sülfür olarak çıkmasıyla oluşur. Sülfidasyon korozyon, kalıntı alkali sülfür içeren sıcak korozyonun çeşidi olarak düşünülebilir. Korozyon kanadın tahrip olmasına ve ömürlerin kısalmasına neden olur.

Süper alaşım bileşiklerinde ana element nikeldir. Bileşimdeki nikelin çokluğu, yüksek sıcaklık dayanımını artırırken, bileşik ağırlığının %20 oranını aşan Cr içermesi de arzu edilen korozyon direncini artırmak içindir. Gerilim, sıcaklık ve korozyon arasındaki tatmin edici en uygun bileşim henüz geliştirilememiştir. Korozyon olasılığı alaşım bileşenlerine, gerilim seviyesine ve atmosfer gaz bileşenleriyle doğrudan ilgilidir. Aşındırıcı atmosfer klorlu tuzlar, vanadyum, sülfürler ve partikül malzeme içerir. Atmosferdeki NO_x , CO, CO_2 gibi diğer yanma ürünleride korozyon mekanizmasına katkıda bulunur. Günümüzde atmosfer ortamı çeşitli yakıtların kullanılması ile değişmiştir. Doğal gaz, dizel, bütan, propan, metan ve diğer fosil yakıtlar korozyon mekanizmasını farklı yollarla etkileyecek farklı yanma ürünleri meydana getirecektir.

6.2. Gaz Türbin Malzemeleri

Malzeme alanındaki ilerlemeler güç oranı ve verimi yüksek gaz türbinlerinin yapılmasında önemli katkılarla sağlanmıştır. Yıllar içinde gaz türbini motorlarının tasarımındaki gelişmeler performansı yüksek seviyeli malzemelerle olmuştur. Gaz türbini malzemelerindeki ilerlemeler yüksek sıcaklıklarda çalışabilen yüksek kapasiteli malzemelerin üretilmesi, verimli, ağırlıkça düşük sıcaklık dayanımlı iyi malzemelerin geliştirilmesinde rol oynamıştır. Özel çelikler, titanyum alaşımları ve süperalaşımlardan oluşan geniş yelpazeli yüksek performans malzemeleri gaz türbinlerinin imalatında kullanılmıştır. Bu malzemelerin üretimi ileri işlem tekniklerini içerir. Gaz türbini motorlarının performanslarını iyileştirmek ve üstün özelliklerinden faydalanmak için seramikler, kompozitler ve intermetaller gibi diğer malzeme gurupları yoğun Ar-Ge çalışmalarına tabi tutulmuşlardır.

6.2.1. Süperalaşımın üretim yöntemleri

1940'larda süperalaşımın dövme yöntemi ile üretilmişti, 1950'lerin ortasında üretilen dövme süperalaşımın yerini eş eksenli döküm yapılarına bırakmıştır. Tane yapılarından ötürü yüksek sıcaklık sürünme dayanımı sınırlı ve kullanım sıcaklıkları 1000°C'nin altında yer almıştır. Döküm teknolojisindeki gelişmeler ile sırasıyla yönlü katılaştırma ve tek kristal üretimi gibi yöntemler ile süperalaşımın kullanım ömrü ve kullanım sıcaklıkları 1000°C'nin üzerine çıkarılmıştır. Alaşımlardan beklenen oksidasyon direnci, sürünme ömrü ve mikro yapısal kararlılık için kontrollü atmosferde döküm şartları oluşmuştur. Günümüzde farklı yöntemlerle süperalaşımın saflaştırılması uygulanmaktadır. Bunlar, Elektro-slag, yeniden ergitme (ESR), Vakum indüksiyon ergitme (VIM), Vakum ark ergitme (VAR) yöntemleridir. Nikel esaslı süperalaşımın dökümü ise özel tasarlanmış vakumlu hassas döküm fırınlarında yapılmaktadır. Bu yöntemlerin en önemli yararı döküm esnasında atmosfer ile eriyik arasındaki kimyasal reaksiyonları engellemesi ve ısı kontrolünü homojen bir şekilde sağlamasıdır.

6.2.2. Jet motoru türbin diski imalatı

Uçak motoru türbin diskinin imalatında ilk önce ostenitik demir tabanlı alaşım A286 malzemesi kullanılmıştır. Uçak motorlarının disklerinin imalatında 20 yılı aşan süreden beri süper alaşım Inconel 718 kullanılmıştır (Schilke, 2004). Bu her iki alaşımın üretiminde konvansiyonel külçe metalürji yöntemi kullanılmıştır. Günümüzde gaz türbini kompresör ve türbin disklerinin üretiminde, ileri teknolojik işlemlerle toz (yaklaşık 46–65 µm büyüklüğünde) haline getirilmiş süperalaşım (Reed, 2006) toz malzemeleri doğrudan ısıtmalı izostatik presleme, toz metalürjisi yöntemi yaygın olarak kullanılmaktadır. Toz metalürjisi nikel tabanlı süper alaşımın için özellikle kullanılır. Konvansiyonel metodlarla oluşturulması pratik olmayan ve üretimi oldukça zor olan IN 100 veya Rene 95 gibi disk imalatında kullanılan yüksek dayanımlı alaşımın üretimi için toz metalürjisi öncelikle kullanılır. Türbin disklerinin imalatı için toz metalürjisi yolu külçe metalürjisinin yerini almıştır. LC Astroloy, MERL 76, IN 100, Rene 95 ve Rene 88 toz metalürjisi alaşımlardır.

Toz metalürjisinin yararları;

- IN-100 veya Rene'95 gibi süperalaşımların konvansiyonel olarak şekillendirilmesi zordur ve uygulanması pratik değildir.
- Homojenliği artırır, karmaşık Nikel bazlı alaşımda ayrışmayı en aza indirir.
- Bir parça içindeki mikro yapıların döküm ve külçe metalürji dövme ürünlerinin kontrol edilmesini ve özellik birliği sağlar. İnce tane büyüklüğü oluşabilir.
- Makro ayrıştırmanın ortadan kaldırılmasıyla alaşım geliştirme esnekliği sağlar.
- Konsolide toz ürünler genellikle süper plastiktir ve izotermal özelliklidir. Dövme işleminde, kuvvet gereksinimlerini azaltır.
- Elde edilmek istenilen son ürüne yakın bir işlemdir, ek işlem gerektirmez; bu nedenle önemli ölçüde az hammadde girişi gereksimi ve külçe metalürjisi için gerekli işleme maliyetini düşürür.

şeklindedir.

6.2.3. Jet motoru türbin kanadı için döküm süper alaşımlar

Gaz türbini motorlarında malzemenin sürünme dayanımının tanınması, uçak motorları için sürekli artan çalışma sıcaklığı gereksinimleri, alüminyum ve titanyum seviyeleri yüksek dövme alaşımların geliştirilmesine önemli kaynaktır. Malzemede dövülebilirlik sorunları, gelişme yönünün belirli ölçünün ötesine geçmesine engel olur. Dövme alaşımlarının bileşimi sıcak işlenebilirlik gereksinimleri tarafından kısıtlanır. Bu durum dökme nikel bazlı alaşımların gelişmesine neden olmuştur. Döküm bileşimleri dövülebilirlik gereksinimi olmadığından iyi yüksek sıcaklık dayanımı için uyarlanabilir. Ayrıca, döküm parçalar iri taneli yapıları nedeniyle yüksek sıcaklıklarda dövme parçalardan daha dayanıklıdır (Das, 2010). Döküm süperalaşımlara örnek olarak IN 713, IN 100 ve Rene 100 verilebilir.

6.2.4. Türbin kanat üretiminde yönlendirilmiş katılaştırma döküm süperalaşımları

Türbin kanatlarının temel yorulma mekanizması çekirdekleşme ve tane sınırları boyunca enine gelişen boşluklarla ilgilidir. Yönlendirilmiş katılaştırma yoluyla enine tane

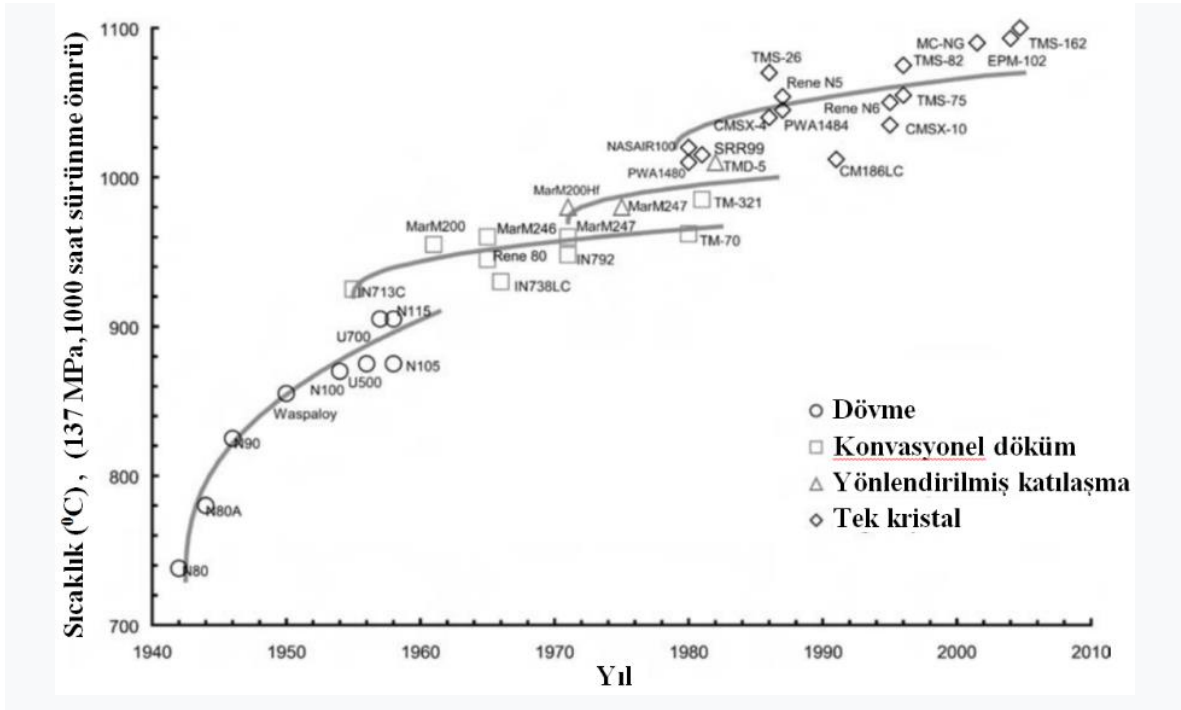
sınırlarının ortadan kaldırması bu dökümlerin sıcaklık kabiliyetine önemli katkı sağlamıştır. Yönlendirilmiş katılaşma süperalaşımaları kullanmak türbin metal sıcaklık kabiliyetini konvansiyonel döküm süperalaşımalarıyla karşılaştırıldığında artırdığı gözlenir.

6.2.5. Türbin kanat üretiminde tek kristal süperalaşımalar ve üretim yöntemi

Tek kristalli dökümlerde tüm tane sınırları mikro yapıdan çıkarılır ve türbin kanatçık şekli kontrollü yönlendirilerek tek kristal olarak üretilir. Tasarlanan tek kristal bileşimleri erime sıcaklığının yükselmesine ve bunun sonucu olarak sıcaklık dayanımının artmasına yararken, C, B, Zr ve Hf gibi tane sınır güçlendirici elementlere gerek kalmaz. Türbin sistemlerinin yüksek sıcaklık kesitlerinde kullanılan tek kristal süperalaşımaların en belirgin özellikleri ergime noktalarına yakın sıcaklıklarda uzun süre çalışabilmeleridir. Süperalaşımalar genellikle Fe, Ni ve Co matrisli olup alaşım kompozisyonunda Cr, Al, Si, Y, Ce, La gibi yüksek sıcaklıklarda kararlı oksit yapısı oluşturan elementlerle yüksek sıcaklıklarda sıcak korozyon dayanımı, yüksek oksidasyon direncine sahiptirler. Yüksek sıcaklıklarda mikro yapının kararlılığı alaşımın yüksek sıcaklık performansı açısından oldukça önem taşımaktadır. Kimyasal reaksiyonlar, faz dönüşümleri ve difüzyon nedenli bileşimsel değişimler, tane sınır hareketleri yüksek sıcaklıklarda öne çıkan faktörlerdir. Bu doğrultuda özellikle son yıllarda kontrollü (vakum veya koruyucu atmosfer altında) atmosfer altında döküm teknolojisinde gelişmeler ile mikro yapıda tane morfolojisi ve tane sınırı hareketleri kontrol edilerek yüksek sıcaklığa dirençli döküm alaşımları üzerinde yoğun araştırmalar devam etmektedir. Nikel esaslı süperalaşımalar günümüz yüksek sıcaklık uygulamaları için, özellikle de havacılık ve gaz türbin sektörü için vazgeçilmez malzemelerdir (Geddes vd., 2010; Zietara vd., 2011).

Çalışma sıcaklıklarının 1200°C üzerinde uzun süreli kullanım koşullarında sürünme nedenli hasarların önlenmesinde tek kristalli nikel esaslı süperalaşımaların performansı oldukça yüksektir. 1960'larda nikel esaslı döküm alaşımlarının dövme alaşımlara göre daha yüksek sıcaklığa direnç göstermesini takiben gelişen teknoloji, döküm, mikro yapısında sırasıyla geleneksel çok kristalli döküm, yönlendirerek katılaşmış ve tek kristalli döküm yapısına dönüşmüştür. 1990'lı yıllardan itibaren çok çeşitli alaşım kompozisyonlarında tek kristal döküm alaşımları geliştirilmektedir.

Süperalaşımlarda tek kristal üretim işlemi ve alaşımların bileşimlerinde yapılan küçük değişiklikler ile oksidasyon, sürünme, yüksek sıcaklık korozyon direnci artırılmıştır. Kompozisyonel değişiklikler ile artan yüksek sıcaklık özellikleri tarihsel süreçte bir nesil skalası oluşmasına neden olmuştur. Birinci nesil tek kristal süperalaşımlarda daha önceki alaşımlarda tane sınırı güçlendirici olarak kullanılan C-Hf-Zr-B gibi elementler kaldırılmış, bu elementlerin yerine katı eriyik ve mikro yapı kararlılığını artırmak için Ta-W ve Co ilavesi yapılmıştır. Bu alaşımlara CMSX-2 ve CMSX-3 örnekleri verilebilir. İkinci nesil alaşımlara bir miktar (% 3) Re ilavesi yapılmış ve Co içeriği % 5'ten % 10 a çıkarılmıştır. Buna ilave olarak Cr içeriği % 8'den % 5'e düşürülmüştür. Sonuç olarak çalışma sıcaklığı yaklaşık 30°C artırılarak yaklaşık 1160°C ye çıkarılmıştır (Çizelge 6.1). İkinci nesil tek kristal süperalaşıma CMSX-4, PWA1484 örnek olarak verilebilir. Üçüncü nesil tek kristal alaşımlara gelindiğinde ise Re miktarının%6 ya artırıldığı Cr içeriğinin düşürüldüğü bunların yanında yapıya Ru ve Ir ilavesi yapıldığı görülmektedir. Bu sayede çalışma sıcaklığı 1200°C (Çizelge 6.1) civarına artırılmıştı. Bu alaşımlarda yeni bir tür kararsızlık sonucu sürünme ömürleri % 70 oranında azalmıştır. Bu alaşımlara örnek olarak CMSX-10 Rene R6 verilebilir. Dördüncü nesil tek kristal nikel esaslı süperalaşımlarda Cr içeriğinin daha da azaldığı bunun yanına renyum, rutenyum ve kobaltın artırıldığını görmekteyiz. Dördüncü nesil tek kristal süperalaşımlara örnek olarak TMS 138 ve PWA 1497 verilebilir. 2004 yılında geliştirilen beşinci nesil süperalaşımlara ise Mo-Nb-Ta-W-Re gibi refrakter elementlerin toplam miktarı artırılmaktadır. Beşinci nesil tek kristal süperalaşımlara örnekleri olarak TMS-162, TMS-173 TMS-196 verilebilir (Zietara, 2011). Birinci nesil tek kristalli süperalaşımlardan başlayan tarihsel gelişim süreci günümüzde altıncı nesil tek kristalli süperalaşımlara kadar gelmiştir. Alaşım kompozisyonunda çok küçük oranlarda Ru, Re, Ta, Mo, W gibi elementlerin düşük oranlarda katılması ile yüksek sıcaklık özellikleri önemli ölçüde değişmektedir. Tek kristalli alaşımlar (CMSX-4 gibi), geleneksel döküm (IN738) yapısına göre 10 kat daha yüksek performans sergiler.



Şekil 6.6. İmalat yönteminin tarihsel gelişimi ve sürünme ömrüne etkisi (Reed, 2006)

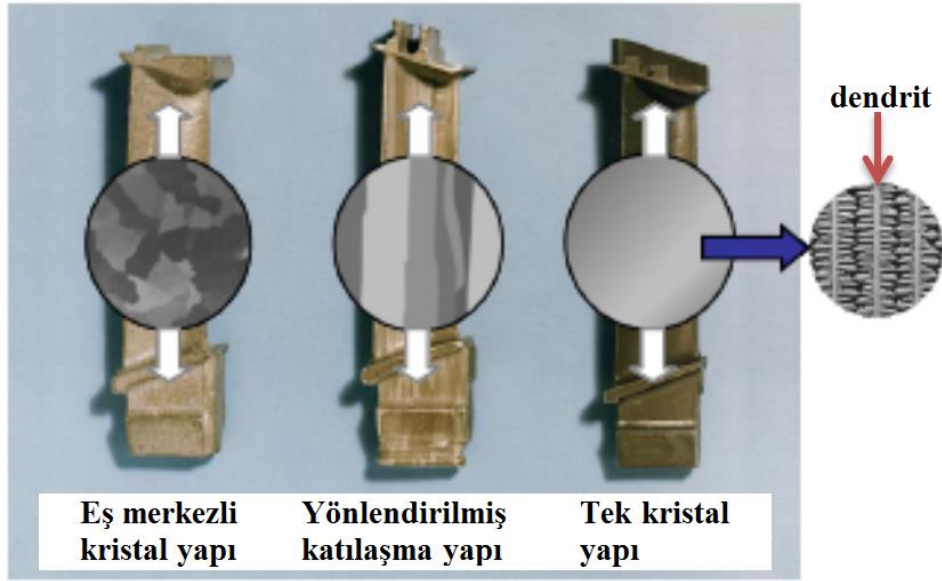
Şekil 6.6'da 1940 yılından başlayarak süperalaşım türbin kanatlarının üretim yöntemlerinin tarihsel gelişimi ve bu gelişimin sürünme ömrüne etkisi sırasıyla ile dövme yöntemi, konvansiyonel döküm süperalaşımaları, yönlendirilmiş katılaşma döküm süper alaşımları ve günümüzde ise tek kristal döküm süper alaşımları için görülmektedir. Alaşım kompozisyonunda ve mikro yapıdaki gelişmeler doğrultusunda çalışma sıcaklıkları 738⁰C dan yıllar içinde 1160⁰C'ya kadar kadar önemli ölçüde artırılabilmiştir. Bu şekilde kaplamasız olarak 1000 saat sürünme ömrü-137 MPa gerilme altında direnç gösteren tek kristal beşinci nesil alaşımlar üretilmiştir. Günümüzde ise altıncı nesil alaşımlar üzerinde çalışmalar devam etmektedir. Altıncı nesil süper alaşımlara TMS-238 örneği verilebilir.

Çizelge 6.1.'de Uçak motorlarında kullanılan farklı nesillerdeki tek kristalli nikel bazlı süper alaşımlarının sıcaklık dayanım değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 6.1. Jet motoru türbin kanat uygulamalarında kullanılan tek kristal nikel bazlı süperalaşım ve sıcaklık kapasiteleri (Nageswara, 2011)

Nesil	Sınıf tanımı	Kimyasal bileşimi	Metal sıcaklık kapasitesi (oC)
Birinci nesil	CMSX2	66.2Ni8Cr4.6Co0.6Mo8W6Ta1Ti5.6Al	1160
	CMSX3	66.1Ni8Cr4.6Co0.6Mo8W6Ta0.1Hf1Ti5.6Al	
	Rene N4	62Ni9.8Cr7.5Co1.5Mo6W4.8Ta0.15Hf0.5Nb3.5Ti4.2Al	
İkinci nesil	PWA1484	59.4Ni5Cr10Co2Mo6W3Re9Ta5.6Al	1200
	CMSX4	61.7Ni6.5Cr9Co0.6Mo6W3Re6.5Ta0.1Hf1Ti5.6Al	
	Rene N5	63.1Ni7Cr7.5Co1.5Mo5W3Re6.5Ta0.15Hf6.2Al0.05C0.004b0.01Y	
Üçüncü- Beşinci nesil	CMSX10	69.6Ni2Cr3Co0.4Mo5W6Re8Ta0.03Hf0.1Nb0.2Ti5.7Al	1135
	ReneN6	57.3Ni4.2Cr12.5Co1.4Mo6W5.4R e7.2Ta0.15Hf5.8Al0.05C0.004B	1110
	TMS 80	58.2Ni2.9Cr11.6Co1.9Mo5.8W4.9Re5.8Ta0.1Hf5.8Al0.5B3.0Ir	115
	MC-NG	70.3Ni4Cr<0.2Co1Mo5W4Re5Ta0.1Hf0.5Ti6Al4.0Ru	
	DMS4	67Ni2.4Cr4Co5.5W6.5Re9Ta0.1Hf0.3Nb5.2Al	1140
	TMS 196	59.7Ni4.6Cr5.6Co2.4Mo5.0W6.4Re5.6Ta0.1Hf5.6Al5.0Ru	1150

Yüksek sıcaklıkta çalışan bir türbin kanadı malzemesinin uzun süreli servis koşullarında sürünme özelliklerini etkileyen faktörler kimyasal kompozisyon, tane boyutu, tane sınırı sayısı ve yüksek sıcaklıklarda faz kararlılığıdır. Özellikle tane boyutunun küçük olması yani tane sınırının fazla olması, alaşımın tane sınırı kaymasına neden olup sürünme hızını artırır. Yönlendirilerek katılaştırılmış döküm alaşımlarında dendritler soğuma hızına ve katılma davranışına bağlı olarak belirli doğrultuda yönlendirilerek boylamasına taneler oluşturulmuştur (Callister, 2007). Daha sonra geliştirilen tek kristal katılaştırma yönteminde ise tane sınırı hareketini ortadan kaldırmak için tek kristalli yapıya sahip alaşımların geliştirilmesi ön plana çıkar.



Şekil 6.7. Türbin kanatlarının mikro yapısındaki gelişme (Dai, 2008)

Tek kristal malzemeler ise mikro yapı olarak tekrar eden atom düzeninin kesintiye uğramaksızın malzeme boyunca devam etmesidir ve bütün birim hücreler aynı yönde uzanır (Şekil 6.7). Tek kristal üretimi yine yönlendirilmiş katılaştırmada olduğu gibi bir soğutucu blok vasıtasıyla başlatılır ve tek bir dendritin büyümesine izin veren kristal seçici spiral ile malzemenin tek taneden ibaret olması sağlanır (Serope ve Steven, 2003). Günümüzde türbin kanatları, çalışma sırasında kanatların içinde ve boyunca daha soğuk hava akışı sağlayan karmaşık geometriler ve karmaşık kanallarla tasarlanmıştır (Nakagawa, 2004). Bu nedenle, türbin bileşenleri genellikle hassas döküm yöntemiyle üretilir. Tek kristal türbin kanadı üretiminde özellikle vakum altı veya kontrollü atmosferik şartlarda döküm yöntemlerinden yararlanılması alaşımın performansını belirler. Bu döküm prosesleri kompozisyonda mevcut yüksek ergime derecesine sahip elementlerin yanma kaybını ve uygulama sıcaklıklarında sıvı metalin oksitlenme riskini azalttıracaktır.

6.2.6. Oksit dağılımı güçlendirilmiş süperalaşımalar

Gaz türbini motorlarında oksit dağılımı güçlendirilmiş süperalaşımaları için sınırlı bir kullanım vardır. Oksit dağılımı güçlendirilmiş süperalaşımaları, erime noktalarının yüksek oranına kadar mukavemeti koruyabilen gelişmiş yüksek sıcaklıktaki malzemelerdir. Bu üstünlük, yer değiştirme hareketinin önündeki engeller gibi hareket eden eşit dağılmış, kararlı oksit parçacıklarından kaynaklanmaktadır. MA754 malzemesi, 1980 yılından beri

türbin kanat malzeme olarak üretilmektedir. Uzun süredir yüksek sıcaklık dayanımı nedeniyle, uçak gaz türbini kanatlarında yaygın olarak kullanılır.

6.3. Çalışılan Atmosfer Ortamı İle Reaksiyon

Çalışma sırasında türbin bileşenlerinde çevreye bağlı bozulma görülebilir. Çevre ile reaksiyon esas olarak iki tiptir. Bunlardan ilki, sıcak korozyon ve diğeri ise yüksek sıcaklık oksidasyondur. Sıcak korozyon, genellikle alkali metal bozucu elementlerle (Na ve P), erimiş sülfatlar oluşturmak üzere yakıttaki kükürtle reaksiyona girerek birleşmesiyle hızlı bir ilerleme şeklindedir. İki farklı sıcak korozyon şekli tanımlanabilir. Bunlar, 850°C-950°C sıcaklık aralığında meydana gelen yüksek sıcaklıkta sıcak korozyon ve 593°C-760°C aralığında meydana gelen düşük sıcaklıkta sıcak korozyondur (Eliaz vd., 2002).

Ortamda alkali metal bozucuları ve kükürt bulunmadığında, yüksek sıcaklıkta oksidasyon oluşabilir. Sıcaklık yükseldikçe, oksidasyon daha hızlı olur. Jet motorlarının ve ağır hizmet tipi gaz türbinlerinin çalışma koşullarındaki farklılığa dikkat edilmelidir. Jet motorlarında metal sıcaklıkları daha yüksektir. Ağır hizmet tipi gaz jeneratörlerinde ise, çalışma ortamının aşırı kirli sodyum ve kükürt varlığının etkisinde kalır ve aşırı sıcak korozyon hasarı ihtimali vardır.

Sıcak korozyonu azaltmada yararlı bir etkiye sahip olan elementlerle alaşımlama, sorunu hafifletmek için önemli bir yaklaşım olarak kabul edilmiştir. Benzer şekilde, kendi koruyucu katmanını oluşturabilir. Malzemenin alüminyum ile alaşımlanması, yüksek sıcaklıkta oksidasyonu önlemek için kullanılır. Bozulmayı önlemek için koruyucu kaplamalar geliştirilmiştir. Gaz türbini bileşenleri için kullanılan süperalaşımların çoğu, özel olarak tasarlanmış kaplamalarla koruma altına alınmaktadır.

6.4. Kaplamalar

Artan ateşleme sıcaklıkları ve aşırı kirli çalışma ortamında performans göstermek zorunda kalan süperalaşımları, bir tarafta gerekli sürünme mukavemetine ve diğer tarafta korozyon-oksidasyona karşı gerekli dirence sahip olarak tasarlamak zorlaşmıştır. Dolayısıyla, kanatçıklara gerekli korumayı sağlamak için kanatçık yüzeylerinin kaplanması

kaçınılmaz hale gelmiştir (Goward, 1998). Kaplamalar koruyucu olarak işlev görürler. Böylece alttaki malzemeyi oksidasyon, korozyon atakları ve erozyondan korurlar. Yüksek sıcaklık korozyonu, jet motoru ortamının normal oksidasyonundan farklıdır. Bu nedenle, ağır hizmet tipi gaz türbinlerine yönelik kaplamalar, jet motorları için kaplamalara kıyasla farklı kabiliyetlere sahip olması gerekliliği kolayca takdir edilebilir.

Üç temel kaplama türü vardır, sırasıyla:

- Alümina (difüzyon) kaplamalar
- Katman (MCrAlY) kaplamalar
- Bir Termal bariyer kaplamaları şeklindedir.

Bu kaplama türlerinden difüzyon kaplamaları, süperalaşımın ortamsal korunması için kullanılan en yaygın tip olanıdır. Yükseltmiş bir oksidasyon direncine sahip dış alümina katmanı (CoAl veya NiAl), Al metalinin ana metalde olan Ni/Co ile reaksiyonu ile geliştirilir. Son yıllarda, alüminidlerin oksidasyon direncini arttırmak için, platin gibi son derece ince soy metal tabakaları kullanılmıştır. 1983'e kadar birinci kademe türbin kanatların çoğu için platin-alümina difüzyon katmanı kullanıldı (Schilke, 2004). Bu kaplama, hem testlerde hem de saha denemelerinde düz alümina kaplamalara göre üstün korozyon direnci sağlamıştır. Ancak yüksek sıcaklık performansları, kaplamaların oksidasyon davranışları ile sınırlıdır.

Motor üreticileri 1983 yılından beri birinci kademe kanatlar için katman tipi kaplamalara geçmişlerdir (Schilke, 2004). Bir difüzyon kaplamadaki ana bileşenlerden en az biri genellikle Ni bazlı metal tarafından sağlanır. Katman kaplama ise kendisi tarafından sağlanan tüm bileşenlere sahiptir. Bunun yararı, kaplamanın performansını optimize etmek için daha çeşitli korozyona dayanıklı bileşimlerin uygulanabilmesi ve kaplamanın kalınlığının işlem hususlarıyla sınırlı olmamasıdır. Genel olarak MCrAlY şeklinde ifade edilen ve süperalaşımlara uygulanan bu kaplamalar, difüzyon yerine elektrolitik kaplamalarda olduğu gibi doğrudan ana metalin üzerine tutunmaktadır. Burada “M” nikel, kobalt veya bu ikisinin birleşimini temsil ederken, “Y” ise küçük miktarlarda ilave edilen reaktif bir elementi temsil etmektedir. MCrAl alaşımları üzerinde oluşan alümina tabakasının, muhtemelen genleşme ve termal gerilmelerin etkisi sonucu tutunma dayanımı

yeterince yüksek olmamaktadır. Tutunma dayanımını iyileştirebilmek için itriyumun gibi nadir toprak elementleri bu nedenle sınırlı miktarlarda (<%1) ilave edilmektedir (Rabiei vd., 2000). Kaplamalar genellikle vakumlu plazma püskürtme işlemi ile uygulanır. Kaplamayı homojenleştirmek ve alt tabakaya yapışmasını sağlamak için yüksek sıcaklıkta bir ısıl işlem (1040-1120°C) yapılır.

Termal bariyer kaplamalar genel olarak, ana metal üzerine kaplanmış MCrAlY bağ kaplama üzerine oluşturulan, bir oksit tabakası şeklindedir (Bolot vd., 2005). Günümüzde bağ kaplamaların çoğu yukarıda değinilen MCrAlY kompozisyonu veya nadiren yine yukarıda değinilen basit alümina ile platin-alümina difüzyon kaplama şeklindedir. Oksit tabakasının kalınlığı, türbin uygulamalarında ~300 µm'den dizel motorlarda ~2 mm'ye kadar değişebilmektedir. Oksit tabakası (üst kat) malzemesi olarak genellikle zirkonyum oksit (ZrO₂) veya nadiren alümina (Al₂O₃) kullanılmaktadır. Termal bariyer kaplamalar süperalaşımın geleneksel üst sınırlarının 150°C üzerindeki sıcaklıklarda çalışması için yeterli yalıtım sağlar. Termal bariyer kaplamalar, ZrO₂-Y₂O₃ (Zirkonyum oksit-İtriyum Oksit) bazlı ve plazma püskürtme ile üretilen seramiklerdir. (Leyens vd., 1999; Portinha vd., 2005; Matsumoto vd., 2007; Hejwowski vd., 2002; Fujikane vd., 2007).

Seramik kaplamalar, paslanmaya karşı koruyucu bir katmanın altını, örneğin MCrAlY'yi kullanarak, üst kat yapışması için gerekli pürüzlülüğü ve oksidasyon direncini sağlar. Seramik ve metalik katmanlar arasındaki termal genleşme uyumsuzluğu ve bağlayıcı astar kaplama üzerine çevresel atak nedeniyle arızalar meydana gelir. Bu tip kaplama yanma odalarında, geçiş parçalarında, nozul kılavuz kanatlarında ve ayrıca kanatçık platformlarında kullanılır (Gurrappa ve Sambasiva, 2006).

6.4.1. Kaplama alanında devam eden AR-GE çalışmaları

Korozyona dayanıklı kaplama malzemelerinin daha da geliştirilmesi son yıllarda yoğun bir şekilde sürdürülmektedir. Özellikle, oksidasyon direnci ve termal yorulma direncinin iyileştirilmesi, son yıllarda Ar-Ge çalışmaları için odak bir tema olmuştur. Geliştirme çalışmaları ayrıca, yapılarını ısıl yorulma koşullarına daha iyi dayanacak ve daha uzun ömür sağlayacak şekilde uyarlamaları için gelişmiş termal bariyer kaplamalar üzerinde de çalışılmaktadır (Schilke, 2005). Uygulanan kaplamanın homojenliğini

sağlamak için tekniklerin geliştirilmesi başka bir önemli araştırma alanı olmuştur. Kaplamaların uygulanmasında kullanılan teknik olarak yüksek hızlı plazmanın ortaya çıktığı görülmektedir. Kaplama ve iş parçası arasında çok daha güçlü bir bağ ve daha yüksek kaplama yoğunlukları bu teknik kullanılarak elde edilebilir.

6.5. AR-GE Kapsamında Gelişmiş Malzemeler

6.5.1. Seramik

Gaz türbini motorunda süperalaşımın yerine seramik malzemeler kullanılabilirse, türbin giriş sıcaklıklarındaki süper alaşımlarla mümkün olanın ötesinde artış sağlanabilir. Türbinler daha sonra daha yüksek sıcaklıklarda çalışacak ve daha küçük motor boyutlarında daha yüksek güç sağlayacaktır. Seramik malzemeler yüksek sıcaklıklara dayanabilirler. Ek olarak, düşük maliyetli yakıtlarda bulunan ve kullanılan nikel bazlı süper alaşımlara çok korozif olan sodyum ve vanadyum gibi aşındırıcı maddelere oldukça toleranslıdır. Seramikler, yüksek sıcaklıktaki alaşımlardan % 40'a kadar daha hafiftir. Aynı zamanda düşük maliyetlidir. Maliyetleri, süper alaşımların maliyetinin % 5'i kadardır. Silisyum karbür ve silisyum nitrür bazlı seramik malzemeler, 1960'larda gaz türbini uygulaması için potansiyel adaylar olarak tanımlanmıştır.

Bu çabalar;

- Aday malzemelerin özelliklerinde iyileşme, tasarım ve kullanım ömrü tahmini
- metodolojisini oluşturma,
- Etkin imalatını geliştirme,
- Boyutsal ve tahribatsız teçhizat ve motor testlerinde malzeme ve tasarımların incelenmesi ve onaylanması, şeklinde ifade edilebilir.

Başarılı teknik ilerlemeye rağmen, seramik bazlı türbin bileşenleri kırılabilirlik problemi nedeniyle gaz türbini motorlarında uygulama alanı bulamamıştır (Richerson, 2006). Gevreklik problemi tatmin edici bir şekilde aşılmadıkça, gaz türbinlerinde seramik kullanımı pratik değildir.

6.5.2. İntermetaller

Son 30 yılda uçak gaz türbin motorları için intermetalik alaşımların geliştirilmesine yönelik yoğun çaba sarf edilmiştir. Birincil itici güç, 8-8.5 g/cm³'lük bir yoğunluklu nikel bazlı alaşımları, daha düşük yoğunluklu materyallerle (4-7 g/cm³) değiştirmek ve motordan ağırlık kazanmaktır. Titanyum ve nikel bazlı alüminatlar dikkat çeken sistemlerdir. Jet motor uygulamaları için titanyum bazlı intermetalik gelişimi konusunda başarılı incelemeler mevcuttur. (Gogia, 2005; Kumphert vd., 1998; Lasalmanie, 2006; Leyans ve Peters, 2003).

Titanyum alüminyum sistemi iki olasılık sunmaktadır. Ti₃Al (α_2) bazlı intermetalikler ve γ TiAl bazlı alaşımlar, 1970'lerde araştırma esas olarak α_2 alaşımları etrafında yoğunlaşmıştı. Kırılma tokluğu ve yorulma çatlaklarının büyümesine karşı direnç, geleneksel yöntemlerle işlenen yüksek sıcaklıkta titanyum alaşımlarından düşük olmasından bu malzemeler jet motorlarında kullanılmadı. IMI 834, Ti6242, Ti1100 gibi alaşımlar üzerindeki sıcaklık kapasitesine referansla çok az fayda sağladı. Mevcut gelişmede, Ti₃Al bazlı intermetaliklerin uçak motorlarda kullanılması için yeterli gerekçe yoktur. 1990'larda geliştirilen ikinci nesil γ TiAl alaşımları hakkında çok sayıda yayınlanmış çalışma bulunmaktadır. Özgül dayanım ve oksidasyon direnci göz önüne alındığında, 650-750°C sıcaklıkta nikel alaşımlarının yerini alacak potansiyel adaylardır. Bu alaşımlar düşük sıcaklıklarda da yüksek Young modülü, yüksek döngüsel yorulma dayanımı ve yangına dayanıklılık gibi özelliklere sahiptir. Jet motor üreticileri, kompresör, yanma, türbin ve nozuldaki dönen ve statik motor bileşenleri için ön çalışma programlarından başarıyla geçmişlerdir. Daha güçlü üçüncü nesil γ TiAl alaşımları geliştirilmiştir. Daha geniş bir ilgi alanı olan oda sıcaklığı 850°C'ye çıkarılarak düşük basınç kompresör bileşenleri için de aday malzemeler yapılmıştır (Lasalmanie, 2006). Titanyum alüminatlar içindeki en yeni alaşım ailesi, Ti₂AlNb'ye dayanan ortombik titanyum bazlı intermetalikler ile temsil edilmektedir. TiAl baz intermetalden daha iyi tokluğa, daha yüksek süneklığe, daha yüksek özgül mukavemete ve daha düşük ısıl genleşme katsayısına sahip oldukları görülmektedir. Bu özellikler, ortombik titanyum alüminatları kompresör mahfazaları için çekici kılar. Hasar toleransları iyileştirilebilirse, kompresör diskleri bile düşünülebilir.

Yukarıda bahsedilen potansiyel uygulamaların hiçbirinin yakın gelecekte üretim aşamasına girmesi beklenmemektedir. Bu yolda hem teknik hem de ekonomik ciddi engeller mevcut. Malzemeler mekanik özelliklerde büyük dağılım gösterir, sonuçta minimum özellik o kadar düşük olabilir ki ağırlık tasarrufu önemsiz hale gelir. Döküm gözenekleri, seramik kaplanımlar, işleme çatlakları vb. gibi kusurlara karşı çok düşük tolerans gösterirler. Bir dizi imalat zorluğu vardır. Üretim maliyeti, özellikle karmaşık bileşenler için mevcut teknolojilere kıyasla çok daha yüksektir. Alaşım geliştirme ve işleme konusunda daha fazla araştırma yapılması gerekiyor, bunlar jet motorlarına girmeden önce ortaya çıkıyor.

β NiAl, yüksek sıcaklık oksidasyonundaki ve çok yüksek sıcaklıklarda sürünen akımdaki mevcut Ni alaşımlarından daha iyidir ve 1100°C-1650°C aralığında türbin bileşenleri için aktif olarak düşünülmüştür. Ancak üretim güçlüğü, yüksek üretim maliyeti, 1000°C'nin altındaki kötü malzeme özellikleri ve kendinden kırılabilirlik problemleri yüzünden bu malzemenin üretimde engeller yaşanmıştır. Karmaşık çok fazlı intermetalik yapılar geliştirerek mekanik özelliklerin iyileştirilmesi için büyük miktarda araştırma yapılmıştır. Üretim zorlukları ve kırılabilirliği hala bu malzemeleri için olumsuz durumlardır ve gaz türbini malzemesi olarak kabul edilmeleri mümkün değildir (Lasalmanie, 2006). Jet motorlarında uygulama bağlamında, pek çok diğer intermetalik alüminat sistemi, daha az ölçüde incelenmiştir, onların geliştirilmesi ile karşı karşıya olan problemler yukarıda sayılanlara benzerlik gösterir.

6.5.3. Kompozitler

6.5.3.1. Polimer matrisli kompozitler

Jet motorlarının soğuk bölümlerinde polimer matris kompozitlerin geliştirilmesi ve kullanılması ile ilgili önemli ilerleme kaydedilmiştir. General Electric firması, ön fan kanatlarını epoksi reçine-karbon fiber kompozitlerden üretmekte ve önemli ölçüde ağırlık tasarrufu sağlamaktadırlar.

6.5.3.2. Titanyum esaslı metal matris kompozitler

Sürekli fiber takviyeli titanyum metal matris kompozitler, yoğun Ar-Ge faaliyetine konu olmuştur. Böylece geleneksel diskten yaklaşık %70'lik bir ağırlık azalması ile kanatlı disk tasarım değişikliklerine yol açabilir. Bu kompozitlerin kullanımını sınırlayan ana faktörlerden biri, özelliklerin bozulmasına yol açan fiber-matris etkileşimidir. Fiber ve titanyum bazlı matris arasındaki etkileşim üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bu etkileşimi en aza indirmek için farklı tiplerde kaplamalar denenmiştir. Titanyum alüminatlar matris malzemeleri olarak ilgi görmüştür, çünkü bunlar liflerle çok daha az reaksiyon gösterirler. Üretim maliyetini düşürmek, iyileştirilmiş performans seviyeleri elde etmek ve seri üretime uygunluk, titanyum bazlı kompozitlerin gaz türbini motorlarına yerleştirilmesinde kilit faktörlerdir (Gogia, 2005; Kumphertvd., 1998; Leyans ve Peters, 2003).

6.5.3.3. Seramik matris kompozitler

Gaz türbin üreticileri, motorlarının çalışma sıcaklıklarını artırmak, daha yüksek termal verim sağlamak ve zararlı egzoz gazı emisyonlarını azaltmak için sürekli çaba sarf etmektedirler. Bu gereksinimler sıcak gaz yolu bileşenlerinde kullanılan malzemelere ve tasarımlarına sürekli artan maliyet getirmektedir. Seramik matris kompozitler yanma odası gömlekleri gibi sıcak gaz yolu bileşenlerine sokulması, uzun zamandan beri artan soğutma havası kullanımıyla ilgili olumsuz etki olmaksızın istenilen artan çalışma sıcaklıklarının elde edilmesinin olası bir yolu olarak tanımlanmıştır.

SiC-matris kompozitler, yüksek sıcaklıklarda gaz türbini uygulamasına uygun, yüksek oranda uyarlanabilen malzemeler olarak görünmektedir. Eritilerek süzölmüş SiC/SiC kompozitler, yüksek termal iletkenliği, mükemmel termal şok direnci, sürünme direnci ve diğer seramik matris kompozitlere kıyasla oksidasyon direnci nedeniyle gaz türbini uygulamaları için özellikle çekicidir. Bileşenleri kendinden kırılğan olmasına rağmen, fiber matris bağlaması, matrisin infiltrasyonundan önce lifler üzerinde biriken ince bir fazın kullanılmasıyla uygun optimize edildiğinde dayanıklıdır. Kararlı fiberlerden hazırlandığı zaman yüksek sıcaklıklarda iyi mekanik özellik, ayrıca kalıntı gözeneklilikleri yeterince düşükse yüksek ısı iletkenliği gösterirler. Matris kompozisyonu, kompozitlerin oksidasyon direncini geliştirmek için kullanılabilir.

Süperalaşımların hafif, sert, dayanıklı ve sürünmeye karşı dirençli SiC-matris kompozitlerle değiştirilmesi, servis sıcaklığının önemli ölçüde artmasına ve dolayısıyla motor verimliliğinin artmasına, NO_x/CO emisyonunun azalmasına (yakıt/hava oranının optimize edilmesi yoluyla) parça tasarımının basitleştirilmesi ve ağırlık tasarrufuna (tipik olarak % 30-% 50 daha az) izin verecektir. Bununla birlikte kullanımları, dayanıklılıkları, güvenilirlikleri, üretimleri, tasarımları ve maliyetleri ile ilgili olarak hala bir takım soruları gündeme getirmektedir. Halen, SiC-matris kompozitlerin geliştirilmesi, çoğunlukla jet motorlarındaki yanma odası dış çeperi, yanma sonrası bileşenler (egzoz nozulu ve alev tutucu) ve egzoz memeleri (dış ve iç kapaklar) dahil olmak üzere dönmeyen parçalarla, elektrik üretim santrallerinde kullanılan büyük hacimli endüstriyel gaz türbinlerinde ise yanma odası gömlekleriyle sınırlıdır. Bazı yeni geliştirilen uçak motorları seramik matris kompozitlerden üretilen üçüncü aşama, düşük basınçlı türbin kanatlarını içerir. Önemli ilerlemeler kaydedilmesine rağmen, bu kompozitler gaz türbini bileşenleri için ticarileştirilmeden önce hala önemli riskler ve zorluklar devam etmektedir (Naslain, 2004).

6.6. Gaz Türbini Malzemesi Olarak Krom Esaslı Alaşımlar

Gaz türbinlerinde daha yüksek çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak artan verimlilik, tasarımcıları kullanışlı nikel bazlı süperalaşımların sınırının üzerindeki sıcaklıklarda kullanılacak yeni malzemeler aranmasını teşvik etmiştir. Krom bazlı alaşımlar, yüksek erime noktaları, iyi oksidasyon dirençleri, düşük yoğunlukları (çoğu nikel bazlı süperalaşımlardan % 20 daha az) ve yüksek termal iletkenliklerinden (çoğu nikel bazlı süperalaşımlardan iki ila dört kat daha yüksek) olması nedeniyle alaşım sistemleri için olası baz olarak kabul edilmiştir. Geçmişte jet motorlarında olduğu gibi yüksek sıcaklık uygulamaları için krom bazlı alaşımlar geliştirme olasılığını araştırmak için büyük çaba harcanmıştır. Ticari kullanımda iki büyük mahsur ortaya çıkmıştır. Bu mahsurlardan ilki, Cr alaşımları yüksek sünek-kırılgan geçiş sıcaklığına sahip olması, ikincisi ise, Cr'un yüksek sıcaklıkta hava ile temas ettiği zaman havadaki azot bileşeninden kaynaklanan daha fazla kırılma sergilemesidir. 1970'lerin sonlarından günümüze, krom alaşımları çok az ilgi görmüştür (Guvd., 2004). Son zamanlardaki araştırmaların amacı aşağıdaki şekilde özetlenebilir;

- Yüksek sıcaklık direncinin geliştirilmesi,
- Nitridasyon/oksidasyon gevrekleşmesinden korunma,
- Ortam sıcaklığındaki sünekliği etkileyen bir gelişme,
- Gümüş ilavesi oda sıcaklığı ile sünekliği önemli ölçüde artırabilir,
- Metaller ile güçlendirme yüksek sıcaklık mukavemetini artırabilir,

şeklinde açıklanabilir (Guvd., 2004).

Bununla birlikte, motor üreticileri bu alaşımlarla ilgilenmeden önce oldukça önemli çalışmalar gerekecektir.

6.7. Gaz Türbini Malzemesi Olarak Molibden Esaslı Alaşımlar

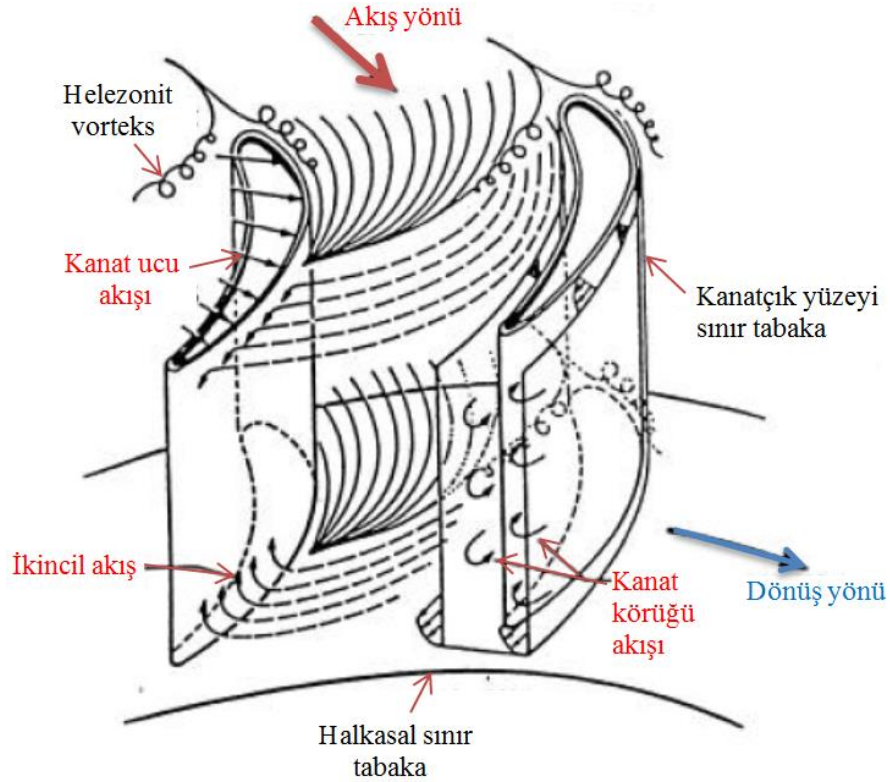
Yüksek erime noktası ve çok iyi mekanik ve sürünme dayanımı yararlarından dolayı molibden alaşımları şu anda koruyucu atmosfer altında çok yüksek sıcaklık uygulamaları için bileşen olarak kullanılmaktadır. Ancak yaklaşık 500°C'nin üzerindeki havada şiddetli oksidasyona uğramaktadır. Mo-9Si-8B bazlı bileşimler, 1100°C'i aşan ortamda yapısal malzeme uygulamaları olarak ümit vericidirler (Heilmeier vd., 2009). Silisit ve borit fazları oksidasyon direnci sağlar. Cr ile alaşımlama yoluyla oksidasyon direncini arttırmaya yönelik deneyler umut verici sonuçlar vermiştir. Reaktif element Zr ile alaşımlamanın ayrıca oksidasyon oranını düşürdüğü bulunmuştur. Mo-9Si-8B bileşiminin sürünme direncinin 1100°C-1200°C sıcaklık aralığında CMSX4'dekine kıyasla daha iyi olduğu ve hatta daha üstün olduğu; Ar-Ge çalışmalarında bulunmuştur.

6.8. Platin Esaslı Alaşımlar

Platin bazlı alaşımlar, 1700°C'ye kadar olan sıcaklıklarda kullanılabilirler. Yüksek fiyatlarına rağmen, oksidasyona karşı olağanüstü dirençleri, yüksek erime noktaları, süneklik, termal şok direnci ve termal iletkenliklerinden dolayı bazı uygulamalar için çekicidirler. Gaz türbinlerinde sadece dönmeyen parçalar için yüksek derecede termal yük potansiyeline sahip oldukları öngörülmektedir (Alven, 2004). Ticari nikel bazlı alaşımlarda görülenlere benzer mikro yapıları platin bazlı alaşımların geliştirilmesi için çalışmalar devam etmektedir (Yamabe, 2004; Vorberg vd., 2004).

7. EKSENEL TÜRBİNLERDE AKIŞ ALANI VE KAYIPLARIN TANIMI

Türbin çarkının kanat kanallarındaki akışlar çok karmaşık olduğundan hem akış bölgesinin geometrik tanımı hem de mevcut fiziksel süreçlerde oldukça karmaşık olmaktadır. Eksenel türbinlerde akışlar her zaman üç boyutlu, viskoz ve kararsızdır. Farklı bölgelerde aynı anda bulunabilen ses altı, transonik ve süpersonik rejimlerle sıkıştırılmaz veya sıkıştırılabilir olabilirler. Viskoz akış genellikle çok sayıda uzunluk ve zaman ölçeğini içerebilen yüksek serbest akış türbülansına sahiptir. Laminer, ara geçişli ve türbülanslı akışlar, ayrılmış akışlar ve tamamen gelişmiş viskoz bölgeleri, akış alanının karmaşık geometrisinin getirdiği çok sayıda uzunluk skalasına bağlı olarak aynı anda oluşabilir. Viskoz ve türbülanslı bölgeler, üç boyutluluk, her yöne büyük basınç gradyanları, dönme, eğrilik, şok dalgaları, şok dalgası-sınır katmanı etkileşimi, etkileşimli sınır katmanları ve kanat körükleri ve ısı nedeniyle karmaşık stres ve zorlanmalarla karşılaşır. Eksenel türbin çarkında kanat kanallarında akış alanı Şekil 7.1'de gösterildiği gibidir (Denton, 1993).



Şekil 7.1. Türbin kanatları arasındaki akış yapısı (Denton, 1994)

Kanat kanallarından geçen birincil ana akış alanı vardır (Şekil 7.1). Bu birincil akışta üst üste binmiş, ikincil akış alanı oluşur. Bu ikincil akışın oluş nedeni, basınç gradyanı, santrifüj kuvvetleri ve kanat giriş açısı ile akış giriş açısının farkıyla etki açısı arasındaki etkileşimdir. Kanadın uç boşluğu boyunca oluşacak sızıntı jeti de ana akışı bozar. Uç sızıntısı akışı kanadın basınç yüzeyinden emiş yüzeyine doğrudur (Denton, 1994).

Türbinde stator-rotor akış aerodinamiğinde karmaşıktır. Bu konuda devam etmekte olan birçok araştırma vardır. Gaz türbininden çıkan hava güç üreten en önemli kaynaktır. Ancak güç üretimi sırasındaki çalışma koşullarında birçok kayıp meydana gelir. Türbin kanatlarının diziliminden oluşan kaskad düzeneği, türbin kanadı içinde meydana gelen farklı tipte aerodinamik kayıplara sahiptir. Türbin kanatlarında profil kaybı, halka kaybı, ikincil kayıp ve uç boşluğu akış kaybı meydana gelir. Bütün bu kayıplarda uç boşluğu akışı ve ikincil akış kayıpları türbin verimliliğinde büyük etkiye sahiptir. Bu yüzden türbin verimindeki iyileşme hassas bir şekilde bu kayıplara bağlıdır. (Venkateswara, 2002).

Turbo makinelerin çoğunda meydana gelen başlıca aerodinamik kayıplar, sınır tabakasının büyümesi ve kanat ve geçiş yüzeyleri üzerindeki ayrılmasından kaynaklanmaktadır. Diğer kayıplar ise akış düzgünlüğünü bozan sirkülasyon akışları ve şok dalgalarının oluşumu nedeniyledir. Kanat çıkışındaki homojen olmayan hız profilleri, karıştırma veya dengeleme kaybı olarak adlandırılan başka kayıp türüne yol açar. Türbin kanat aralıklarında meydana gelen aerodinamik kayıplar farklı şekillerde tanımlanabilir.

7.1. Profil Kayıpları

Profil kayıpları doğrudan kanat profili ile ilgili olan sınır tabakanın gelişmesiyle ilişkilidir. Kanat yüzeyleri üzerindeki ters basınç gradyanı etkisi ile oluşan sınır tabaka ayrımı profil kayıplarını arttırır. Sınır tabakasının büyümesi ve ayrılması, kanat ve akışın geometrisine bağlıdır. Kanadın emme tarafı, kanadın basınç tarafına göre sınır tabaka ayrımı sağlayabilir. Bunun sonucu olarak kanat emme tarafı aerodinamik kayıpları kanat basınç yüzeyi kayıplarından daha yüksektir. Profil kaybının büyüklüğü genelde serbest akıştaki hıza, kanat yüzeylerindeki pürüzlülüğe, Reynolds sayısına ve yüzey alanlarına bağlıdır (Ning, 2000).

7.2. Şok Kayıpları

Şok sırasında viskoz dağılma nedeniyle oluşan kayıplardır. Statik basınçta şok boyunca ani sıçrama, sınır tabakasının kalınlaşması ve akış ayrılması ile sonuçlanır. Bu kayıp, Mach sayısına ve Reynolds sayısına bağlı olarak, toplam profil kayıplarının önemli bir kısmı olabilir (Ning, 2000).

7.3. İkincil Kayıpları

Bu kayıp, istenmeyen sirkülasyon veya çapraz akımların varlığından dolayı uç duvarlara yakın akış bölgelerinde meydana gelir. Uç duvarların yakınındaki akış, kanat geçişi boyunca ana akışla karışan sirkülasyon akışlarına yol açar. Bunun bir sonucu olarak, akış yönünde kanat geçitlerinde ikincil akış vorteksleri oluşur. Bu vorteksler, düşük enerji akışkanını kanat geçidinin basınç tarafından emme tarafına taşımaya çalışır, böylece sınır tabakasının emme tarafındaki ayrılma olasılığını arttırmayı dener. İkincil akışın da profil ve halka kayıplarını etkileyebileceği gözlemlenmektedir (Kristina and Karenle, 2000).

7.4. Halkasal ve Uç Duvar Kayıpları

Bu kayıplar genellikle döner kanatta oluşur. Turbo makinelerde kanat sıralarının çoğu bu kanatları örten bir gövde içine yerleştirilmiştir. Eksenel türbin kademesi, bir sıra sabit kanatlı çark (stator) ve bir sıra hareketli çark kanat (rotor) birlikteliğinden oluşur. Uç cidardaki bu kanat çifti bu kayıplara neden olur.

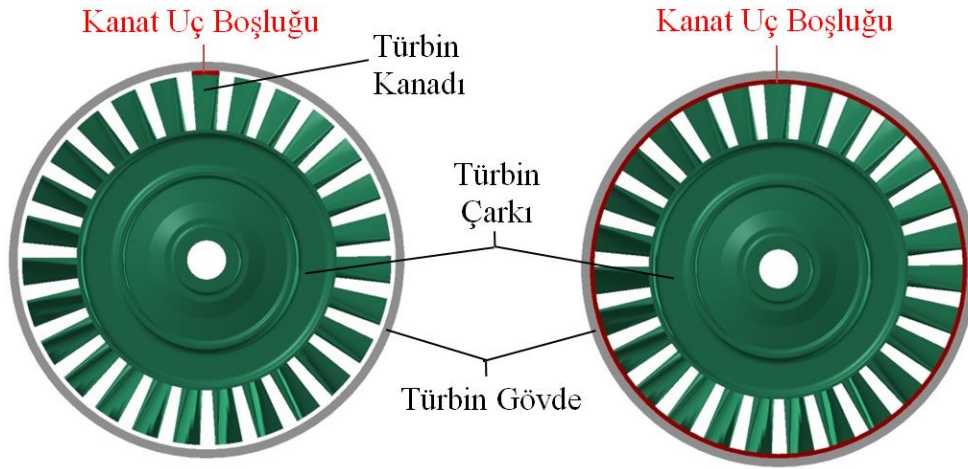
Kayıplar, ikincil akışın ana akışla karıştırılması, ikincil vorteks ve karşı vorteks oluşumu ve aralarındaki etkileşimden kaynaklanır. Ek olarak, ikincil akışların cidarla ve kanat sınır tabakası etkileşimi gibi dolaylı etkiler ek kayıplara neden olur. Uç duvar kayıpları doğası gereği genellikle üç boyutlu olan halka duvar sınır tabakası nedeniyle oluşan kayıpları içerir. Üç boyutlu sınır tabakası, ikincil akışının oluşum sebebidir. Uç duvar sınır tabakasının gelişmesi ve karışması, bunlarla ilişkili tamamlayıcı mekanizmalar ile birlikte, ek kayıplara neden olur (Coull vd., 2014).

7.5. Soğutma Kaybı

Türbin giriş sıcaklığının artırılması genellikle gaz türbini performansını artırır. Malzeme mekanik arızası nedeniyle sıcaklıktaki maksimum artış sınırlıdır. Sıcaklığı arttırmak için kanatları soğutmak gerekir. Soğutma verimliliğinde kayıp oluşsa da, türbin performansındaki kazanç bu kaybı karşılamaktadır (Lakshminarayana, 1996).

7.6. Kanat Uç Boşluğu Kaybı

Türbin gibi gaz türbini bileşenlerinde, kanatlarla, rotor kanadı ucu ile dış gövde arasında küçük dairesel bir uç boşluğu gerektirir. Şekil 7.2.a'da kanat bitiş ucu ile türbin gövdesi arasında kalan boşluğu, Şekil 7.2.b'de türbini oluşturan tüm kanatları çevreleyen halkasal kanat boşluğu gösterilmiştir.

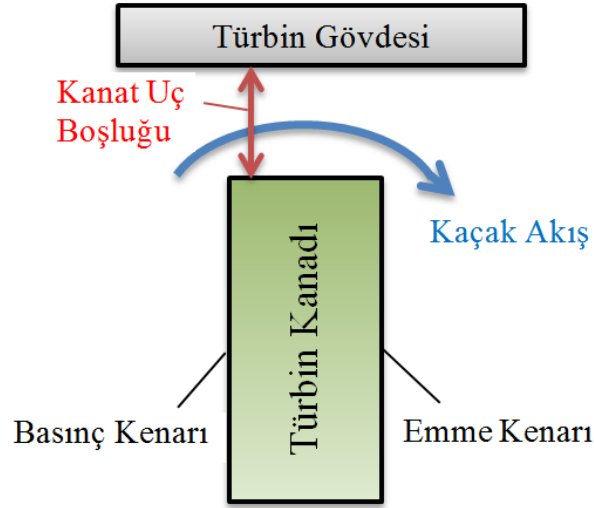


a) Tek bir kanatın uç boşluğu

b) Türbin çarkı etrafındaki halkasal uç boşluğu

Şekil 7.2. Türbin kanat uç boşluğu

Türbin uç boşluğu, kanat ucu ile gövde arasında izin verilen radyal bir boşluktur. Bu sonlu radyal boşluk, rotor kanatları ve mahfaza iç yüzeyi arasında sürtünmeyi önlemek içindir. Bu aralığın iyi tasarlanması gerekir, çünkü türbin kademesi verimini etkiler. Bu boşluktan kaynaklanan kayıp “uç kaçağı kaybı” olarak adlandırılmıştır.



Şekil 7.3. Türbin kanat boşluğu kaçak akış şeması

Kanat kenar boşluğunun her iki uçundaki basınç oranı, yüksek basınçlı basınç kenarı ile alçak basınçlı emme kenarı, kanat boşluğu boyunca kaçak kütle akışını sağlar (Şekil 7.3). Sızıntı, kanadın basınç ve emme tarafındaki basınç farkından etkilenir (Baskharone, 2006). Kanat boşluğu tüm turbo makina rotorlarında, kanat ve gövde cidarı arasındaki boşluk boyunca sızıntı akışına neden olur.

Uç boşluğu kaybı kayıpların yaklaşık %20-%40'ını oluşturur (Lakshminarayana, 1996), (Harvey, 2004). Kanat uçları ile aksel akış türbinlerinin muhafazası arasındaki açıklığın genellikle kanat açıklığının %1-%2'i kadardır (Schabowsky ve Hodson, 2007; Moore ve Tilton, 1988). Stator ve rotordan oluşan bir kademe için uç boşluğu büyüklüğünün kanat açıklığının %1'ine eşit artış kademe verimliliğinde yaklaşık %2 düşüğe neden olur. Ayrıca uç boşluğu termal ve mekanik yükler nedeniyle motorda önemli ölçüde değişim gösterir (Hourmouziadis ve Albrecht, 1987). Genelde kanat açıklığının %1'lik boşluğu, birincil akışın yüzde %1-%2'sinin kaçak akış olarak sızmasına ve dolayısıyla kademe verimliliği üzerinde yüzde %1-%3'lük kayba neden olur. (Krishnababu vd., 2007; Denton, 1993). Uç boşluğu vorteks yoğunluğu, büyük ölçüde uç sızıntısının miktarına bağlıdır. Bu nedenle, bu kaçak kütle akışının azaltılması, turbo makinanın aerodinamik etkinliğini artırılmasında ve yakıt tasarrufunda önemli etkindir.

8. GAZ TÜRBİNİ ÇARKININ MODELLENMESİ VE ANALİZİ

8.1. Türbin Çarkının Modellenmesi ve Yeniden Tasarımı

Bir parçanın üç boyutlu katı modelinin bilgisayar yardımı ile oluşturmak için parçaya ait teknik resim, geometrik konumlandırma verileri v.b. bilgileri içeren teknik bilgi paketi veya geometrik ölçülerinin belirlenmesinde kullanılmak üzere söz konusu parçanın mevcut olması gerekir. Tasarım verilerinin yokluğunda, tersine mühendislik sürecinde katı modelleme için önemli araç olarak düşünülebilir. Tersine mühendislik süreci mevcut parçanın geometrisini algılamayı içerir.

8.1.1. Tersine mühendislik işlemi

Orijinal parça bulunduğu sürece bunun uygunluğunu doğrulamak için işlem sırasında azami dikkat etmek gerekir. Bunun için parça iyice incelenmeli, çalışmasını etkileyen belirgin geometrik özellik çıkarılmalı ve ölçülebilen özellik değerlendirilmelidir. Bu özellikler prizmatik ve geometrik şekilleri kapsar. Serbest şekillendirilmiş yüzeyler, üç boyutlu karmaşık eğimli yüzeyler ve diğer tüm özellikler lazer tarama, akustik ve optik ölçüm yöntemler gibi teknikler kullanılarak ölçülür. Tüm geometrik boyutlar kumpas, mikrometre vb. gibi yaygın kullanılan yükseklik hassasiyetli ölçüm cihazları yardımıyla saptanır. Elle ölçülemeyen özellikler mevcut herhangi bir sayısallaştırılma tekniği ile elde edilebilir.

Tipik Tersine mühendislik süreci aşağıdaki sırayla özetlenebilir;

- Yeniden tasarlanması veya yeni ürün elde etmek için temel olarak kullanılması gereken fiziksel model,
- Nokta bulutunu elde etmek için fiziksel modeli taramak. Tarama işleminde piyasada bulunan çeşitli lazer, akustik, optik tarayıcıların kullanılması,
- Nokta bulutunun işlenmesi, parça çeşitli ayarlarda taranırsa nokta bulutunun birleştirilmesini içerdiğinden ana hatlar ve geometrik şekille uyuşmayan bozuklukların ortadan kaldırılması,

- 3D katı modelin oluşturulması ve gerekli ise bu katı model üzerinde çeşitli oynamalar yapılarak farklı bir tasarım oluşturulması,
- Analiz için FEM paketlerine gönderilecek yüzey modelinin hazırlanması,
- Parça üretimi için, CNC tezgahında son parçanın üretimi için CAM paketi ile takım yolu oluşturulması.

8.1.2. Türbin çarkının sayısallaştırılması

Bu çalışmada, tersine mühendislik metoduyla küçük gaz türbini çarkının fiziksel modeli oluşturulup, sonra kanat açıları değiştirilerek farklı kanat geometrisinde yeni türbin çarkı tasarlanmıştır. Daha sonra her iki türbin çarkı için yapılan yapısal analiz ile en uygun malzeme belirlenmiştir. Hem çalışma sonuçlarının yorumunun daha gerçekçi olabilmesi hem de tersine mühendislik çalışmasında orijinal parça olarak kullanılmak üzere çalışma koşulları ve sınır değerleri bilinen AMT Olympus HP turbojet motoruna (Şekil 8.1), ait küçük türbin çarkı referans alınmıştır.



Şekil 8.1. AMT Olympus HP gaz türbin motoru ve kesiti

(AMT Olympus HP Specifications; AMT Olympus HP Operating Manual, 2019)

Çizelge 8.1. Olympus HP motor performans parametreleri ve boyutsal değerleri
(AMT Olympus HP Specifications; AMT Olympus HP Operating Manual, 2019)

Parametre	Koşul	Değer
Maksimum itki	108 000 d/d	230 N
Maksimum dönüş hızı		108 000 d/d
Özgül yakıt tüketimi	108 000 d/d	640 g/d
Egzoz sıcaklığı		700 °C
Maksimum egzoz sıcaklığı		750 °C
Motor gövde çapı		140 mm
Motor ağırlığı		2850 g
Türbin ağırlığı		180 g
Türbin disk çapı		59.7 mm
Türbin çark çapı		84.7 mm

Olympus HP gaz türbini motoru, tek tahrik milli küçük turbojet motorudur. Motorda standart hava girişı, kanatlı difüzörlere sahip tek kademeli santrifüj kompresör, halka türü yanma odası, tek kademeli aksenal türbin ve yakınsak nozul bulunur. Motora ait ana özellikler ve boyutlar Çizelge 8.1'de verilmiştir.

8.1.2.1. Türbin çarkının lazer taraması

Tek kademeli aksenal Olympus HP türbininde, 29 kanatlı ön ve arka örtüsüz çark bulunmaktadır (Şekil 8.2).



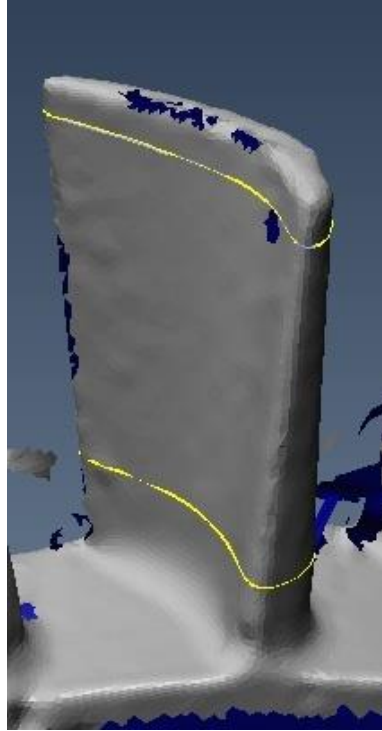
Şekil 8.2. Olympus HP gaz türbin motoru türbin çarkı

Tersine mühendislik çalışmasına başlamak için türbin çarkı ilk önce, sayısallaştırma özelliklerini belirlemek amacıyla incelenip türbin diski ve kanadı olarak iki bölüme ayrılmıştır. Bu bölümler üç boyutlu olmak üzere 3D Lazer (Hexagon) cihazı ile taranmıştır (Şekil 8.3). Daha hassas değer elde etmek için tümsek ve bükümlü karmaşık eğimli geometri bölgeleri civarında daha sık tarama yapılmıştır.



Şekil 8.3. Hexagon entegre tarayıcılı lazer tarama cihazı (www.hexagonmi.com)

Tanımlanabilen silindir, delik, doğru, düzlem vb. gibi şekillerin boyutsal değerlerinin belirlenmesi için gerekli noktalardan toplama işlemi yapılarak türbin çarkının tüm yüzey ve dış kenarlarının nokta bulutu verileri bir koordinat ekseninde tanımlanmıştır. Lazer taramayla elde edilen kanat geometrik şeklinin nokta bulut resmi Şekil 8.4'de gösterilmiştir.

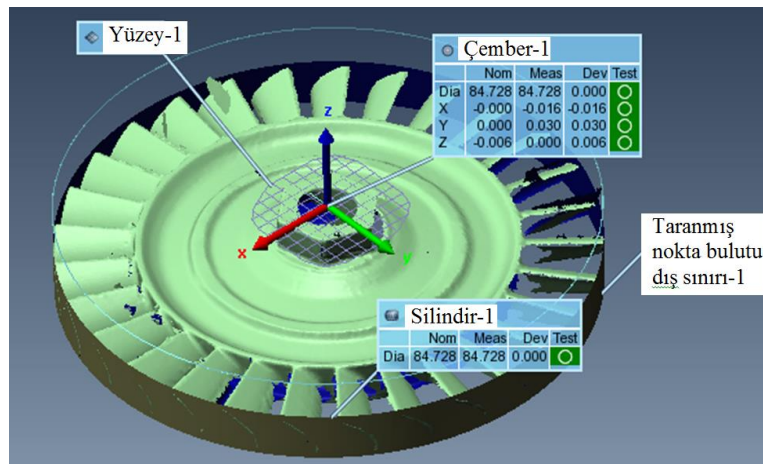


Şekil 8.4. Olympus HP gaz türbini çarkının lazer tarama nokta bulutu

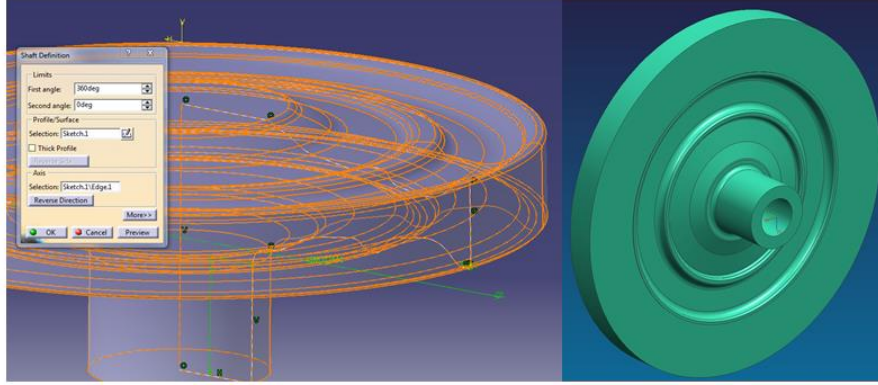
Lazer tarama çok büyük bir veri içeriğini kapsar. Doğruluk, parça şekli ve boyutu, yüzey kalitesi ve bir dizi lazer tarama parametresi gibi faktöre bağlıdır. Parça taramasının doğruluğu, modelleme amaçları için yeterli görülen 40-50 μm altında olması yeterlidir. Lazer tarama ile oluşturulan veri noktaları son derece hassas olmasına rağmen, görünürlüğün ve erişimin zayıf olduğu ve karmaşık geometrik özelliklerin bulunduğu bölgelerde bükülmeler, model oluşumunu bozucu uygunsuzluklar oluşur. Bu keskin köşeleri yakalamak ve tanımlamak, geometrik veri nokta bulutu ile elde etmek de zordur. Bunun için özel dikkat ve çaba gerekir. Düzeltici işlemlerden sonra, üç boyutlu CAD paketiyle işlenmiş geometrik veri noktalarından, taranan türbin çarkının temiz bir geometri elde etmek ve FEM ağ yapısında kullanmak için katı modelinin oluşturulması gerekir.

8.1.2.2. Türbin çarkının üç boyutlu modellenmesi

Lazer tarama sonunda elde edilen nokta bulutundan net bir katı model elde etmek için PolyWorks ve Siemens NX CAD yazılım programları kullanılmıştır. PolyWorks ile türbin çarkı üzerinde üründen tasarımı çalışmasında ilk olarak nokta bulutu igs tarama dosyası çalışmanın yapıldığı dosyaya daha sonra koordinat eksen takımı, türbin çarkı disk merkezi üst yüzeyine yerleştirilerek tanımlanıp parça geometrisi iki bölüme ayrılmıştır. Bu bölümlerden ilki düzenli basit geometri sahip halka biçimli türbin çark diski ve diğer bölüm ise düzenli serbest forma sahip disk etrafına dizilmiş türbin kanatlarıdır. Eksen takımının konumu Şekil 8.5'de, türbin çarkı parça geometrisi ise Şekil 8.6'de gösterilmiştir.

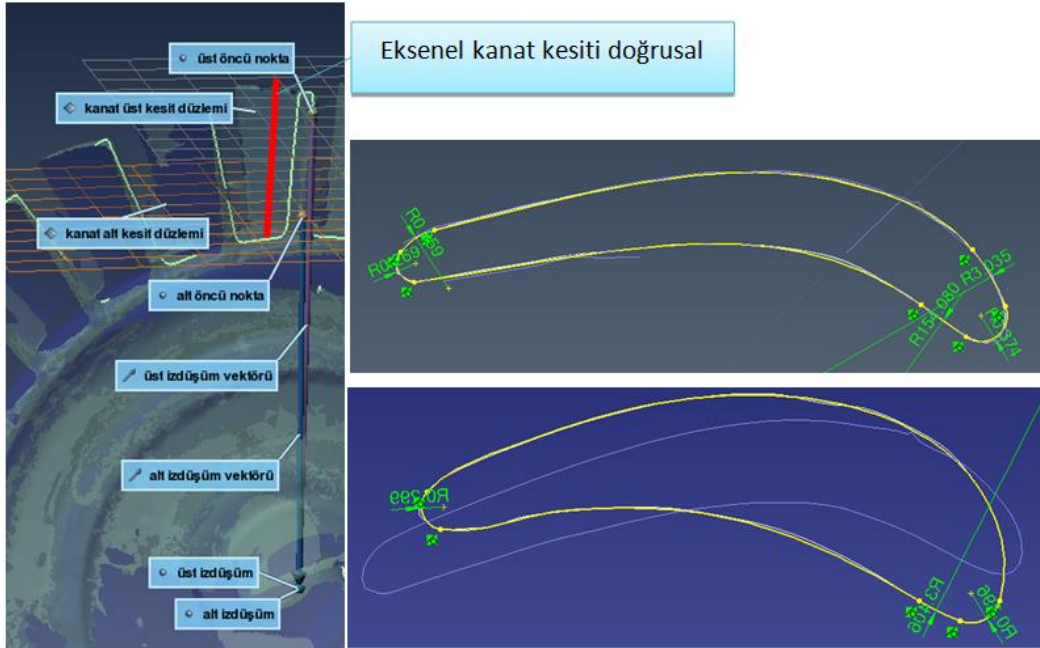


Şekil 8.5. Parçaya eksen takımı yerleştirme

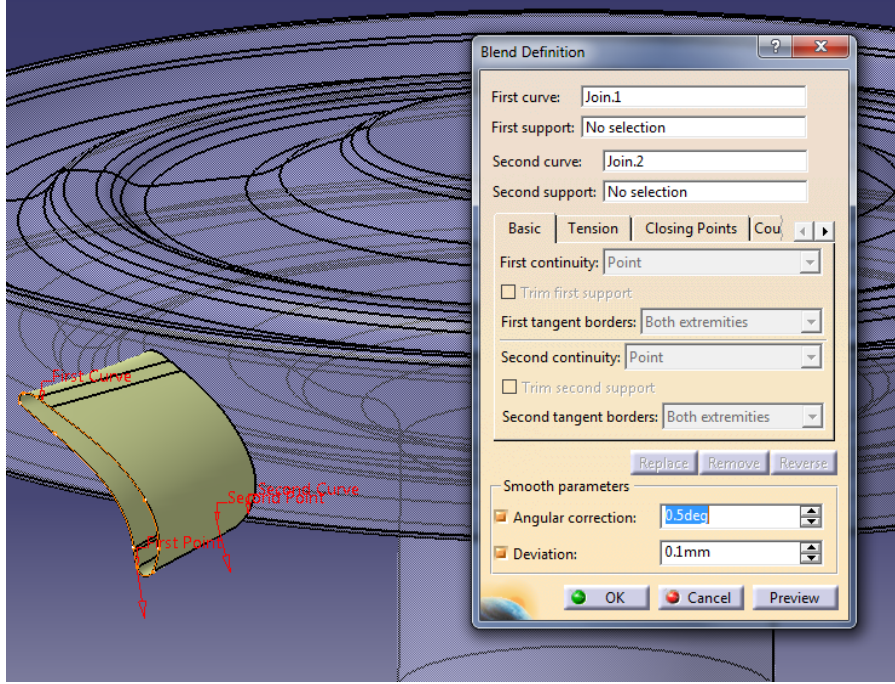


Şekil 8.8. Türbin çark diskinin döneel simetrik katı modeli

Türbin çark kanadı katı modelinin oluşturulması işleminde, lazer tarama işlemini sırasında toplama işlemi ile elde edilen kanat ucu ve kanat kökü çevre profili kullanılarak önce bu profiller üzerindeki yarıçaplar belirginleştirilip gerekli düzeltmeler yapılmıştır. Kanat profili kanat ucundan kanat köküne doğru kalınlaşan bir formdadır. Kanat ucu profili başlangıç, kanat kökü profili bitiş olarak tanımlandıktan sonra birleştirilerek kanat dış kabuğu elde edilir. Daha sonra bu kabuğun içi doldurularak son kanat katı modeli oluşturulmuştur. Türbin çark kanadı Şekil 8.9'de ve Türbin çarkı çevre profil kabuğu Şekil 8.10'de gösterilmiştir.

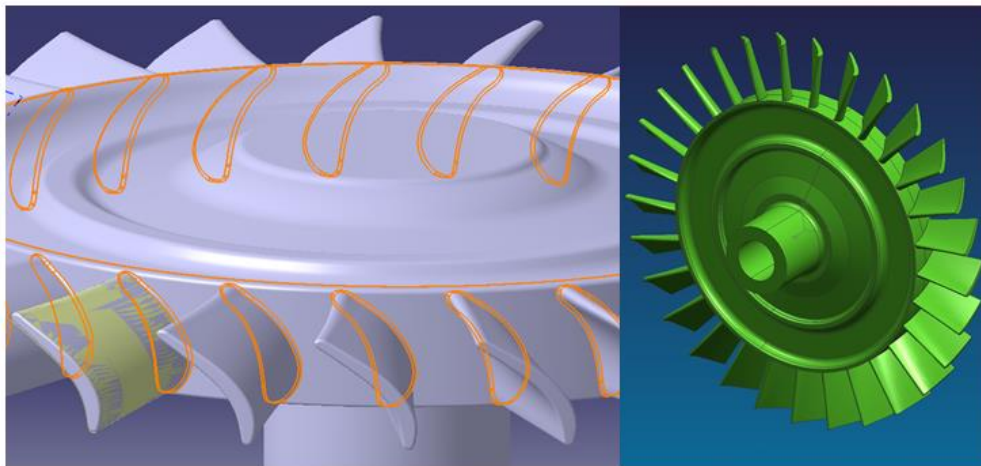


Şekil 8.9. Türbin çarkı kanadı oluşumu



Şekil 8.10. Türbin çarkı kanadı çevre profil kabuğu oluşturma

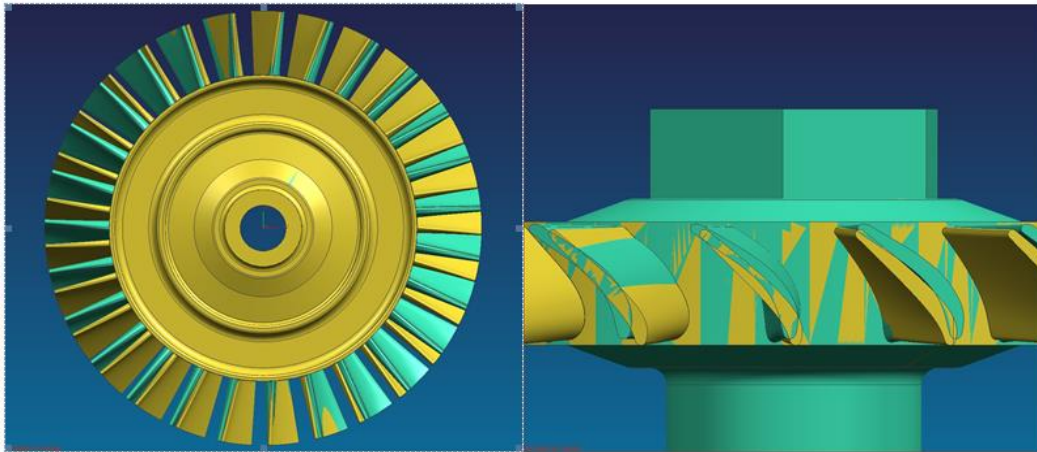
Oluşturulan tek kanat Z eksenini etrafında 360° döndürülüp, 29 adet dönel dizi çoğaltma yapılarak, türbin çark diski çevresinde gibi sıraya konulmuştur (Şekil 8.11). Son olarak İki farklı geometri bölünerek oluşturulan türbin çark diski ve disk etrafına dizilmiş türbin kanatları birleştirilip türbin çarkında (Şekil 8.11) katı modelin son hali elde edilmiştir.



Şekil 8.11. Türbin çarkı katı modeli

8.1.3. Küçük yeni bir türbin çarkı tasarımı

Bu çalışmada, yapılacak yapısal analizlerde kullanılmak üzere yeni parametrelere sahip küçük yeni bir türbin çarkı tasarlamak amacıyla, tersine mühendislik metodu ve PolyWorks yazılımını kullanarak oluşturulan model parametreleri Siemens NX yazılım dosyasına aktarılmıştır.



Şekil 8.13. Siemens NX ile oluşturulan bindirilmiş farklı iki çarkın kanat geometrisi

Türbin kanat yüksekliği ile türbin çark çapı sabit kalmak şartıyla, NACA 6409 kanat profili referans alınarak, 8.75 mm olan kanat genişliği 8.83 mm, 9.03 mm olan kanat açıklığı 9.83 mm, 4.27° olan akış giriş açısı 2.43° , 47.53° olan akış çıkış açısı 64.36° olarak ve tüm bu parametrelerdeki değişikliklerin sonucu olarak da 29 adet olan kanat sayısı 27 olacak şekilde tekrar modellenmiştir. Üst üste bindirilmiş iki farklı çarkın katı modeli Şekil 8.13’de ve her iki türbine ait parametreler Çizelge 8.2’de, gösterilmiştir.

Çizelge 8.2. Türbin çark parametreleri

Parametre	Birim	Yeni türbin çarkı	Olympus HP türbin çarkı
Kanat Yüksekliği, h	mm	12.51	12.51
Kanat genişliği, c	mm	8.83	8.75
Kanat açıklığı, s	mm	9.83	9.03
Kanat sayısı	ad	27	29
Akış giriş açısı, β_2	derece	2.43°	4.27°
Akış çıkış açısı, β_3	derece	64.36°	47.53°
Ortalama yarı çap, r_m	mm	36.10	36.10

8.2. Türbin Çarkının Yapısal Analizi

8.2.1. Sonlu elemanlar metodu

Sonlu Elemanlar Analizi (FEA) olarak anılan Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM), mühendislikte sınır değer problemlerinin yaklaşık çözümlerini elde etmek için kullanılan bir hesaplama tekniğidir. Basitçe ifade etmek gerekirse, bir sınır değer problemi, bir veya daha fazla bağımlı değişkenin, bilinen bağımsız değişkenler alanındaki her yerde diferansiyel denklemi ve alanın sınırındaki belirli koşulları karşılaması gereken matematik problemidir. Sınır değer problemlerine bazen alan problemleri de denir ve çoğu zaman fiziksel bir yapıyı temsil eder. Alan değişkenleri, diferansiyel denklem tarafından yönetilen ilgili bağımlı değişkenlerdir. Sınır koşulları, alan sınırlarının üzerindeki alan değişkenlerinin (veya türevler gibi ilgili değişkenlerin) belirtilen değerleridir. Analiz edilen fiziksel problemin türüne bağlı olarak, alan değişkenleri fiziksel yer değiştirme, sıcaklık, ısı akısı ve sıvı hızını içerebilir (Patel ve Patel, 2014).

Gaz türbinlerinde gerilim analizi her zaman karmaşık olduğundan birçok problem için analitik çözümler elde etmek son derece zor ve yorucudur. Sonlu elemanlar yöntemi, yaklaşık çözümler elde etmek için sayısal analiz tekniği olup çeşitli mühendislik problemlerinin sayısal çözümü için çok önemli ve güçlü bir araçtır. Bu metod karmaşık sınır koşullarına sahip karmaşık geometri katıların analizinde kullanılan bir yöntemdir.

Gaz türbini kanadı iki gerilim kategorisi altında analiz edilebilir. Birinci tip, yüksek açısal hızlar nedeniyle bıçak üzerinde etki eden santrifüj gerilmelerdir ve ikincisi, kanat malzemesi içindeki sıcaklık değişiminden dolayı ortaya çıkan termal gerilmelerdir. Türbin kanadının analizi esas olarak aşağıdaki iki bölümden oluşur: Yapısal ve termal analiz. Analiz ANSYS yazılımı kullanılarak kararlı durum koşullarında gerçekleştirilir. Türbin çarkının çalışma koşullarında gerilmelerin, deformasyonun, sıcaklığın ve diğer etkilerin dağılımını değerlendirmek için kökün tüm serbestlik derecelerini tutmak gerekir. Çok sayıda küçük öğeye bölme olayına ayırma işlemi denir. Çarka etki eden baskın kuvvetlerin, dönmeyi sağlayan momentumdaki değişime bağlı olarak gaz basıncı ve kuvveti olduğu görülmektedir.

8.2.1.1. Sonlu elemanlar analizi

Fiziksel problemin sonlu eleman analizini formüle etmedeki bazı adımlar, yapısal analiz, ısı transferi analizi, sıvı akışı analizi veya başka problem için ortaktır. Bu adımlar sonlu elemanlar bilgisayar yazılım paketlerinde somutlaştırılmış ve tam olarak yazılıma katılmıştır.

İşlem adımları;

1. Ön İşleme

Ön işleme aşaması, oldukça genel olarak, modeli tanımlamak olarak tarif edilir ve aşağıdaki işlem adımlarını içerir.

- Problemin geometrik alanını tanımlama,
- Kullanılacak eleman türlerini tanımlama,
- Elemanların malzeme özelliklerini tanımlama,
- Elemanların geometrik özelliklerini tanımlama (uzunluk, alan ve benzeri),
- Eleman bağlantılarını tanımlama (modelin ağ yapısını oluşturma),
- Fiziksel limitleri tanımlama (sınır koşulları),
- Yüklemeleri tanımlama şeklindedir.

2. Çözüm

Çözüm aşaması sırasında, sonlu eleman bilgisayar yazılımı, problemle ilgili cebirsel denklemleri matris biçiminde birleştirir ve birincil sınır değer değişken veya değişkenlerinin bilinmeyen değerlerini hesaplar. Bulunan değerler daha sonra reaksiyon kuvvetleri, eleman gerilmeleri ve ısı akışı gibi ilave türetilmiş değişkenleri hesaplamak için ilgili denklemde geri yerine konularak kullanılır. Sonlu eleman modelinin on binlerce denklemle temsil edilmesi muhtemel olduğundan, veri depolama gereksinimlerini ve hesaplama süresini azaltmak için özel çözüm teknikleri kullanılır. Statik, lineer problemler için uygun bir yok etme işlemine dayanan bir dalga ön çözücü yaygın olarak kullanılır.

3. Son işlem

Çözüm sonuçlarının analizi ve değerlendirilmesi son işlem olarak adlandırılır. Son işlemci yazılımı, sonlu elemanlar çözümünden seçilen sonuçları sıralamak, yazdırmak ve çizmek için kullanılan gelişmiş adımlar içerir. Gerçekleştirilecek işlemler,

- Eleman gerilmelerini büyüklük sırasına göre sıralama,
- Denge kontrolü,
- Emniyet faktörlerini hesaplama,
- Deforme olmuş yapısal şekli çizme,
- Dinamik model davranışını canlandırma animasyonu,
- Renk kodlu sıcaklık, gerilim, deformasyon grafikleri üretme

şeklinde özetlenebilir.

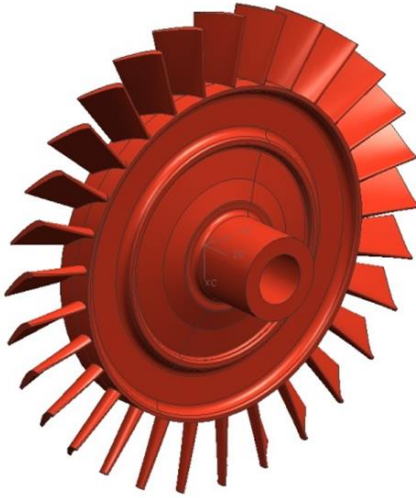
8.2.2. Problemin tanımı ve yapılan çalışma

Mevcut çalışma, temel ölçüleri sabit kalmak şartıyla iki farklı kanat geometrisine sahip, üç farklı malzeme için, aksenal akışlı küçük iki farklı gaz türbini çarkının modellenmesi ve dönme hızı nedeniyle santrifüj kuvvetle (türbin çarkı kanat yüzeyine çarpan akışkan gaz kaynaklı ile birlikte) oluşan mekanik gerilme ve uzamayı belirlemek için türbin çarkının yapısal analizini içermektedir. Çarklar yükleme koşulunda yapısal performans açısından analiz edilmişlerdir. Çarkların karmaşık geometrisi nedeniyle, çark kanatlarının gerilmelerini analitik yöntemle hesaplamak mümkün değildir. Bu nedenle, PolyWorks ve Simens NX bilgisayar yazılımı ile çarkların katı modellemesi, ANSYS 18 yazılımı sonlu eleman paketi ile de türbin çarklarının yapısal analizi yapılmıştır.

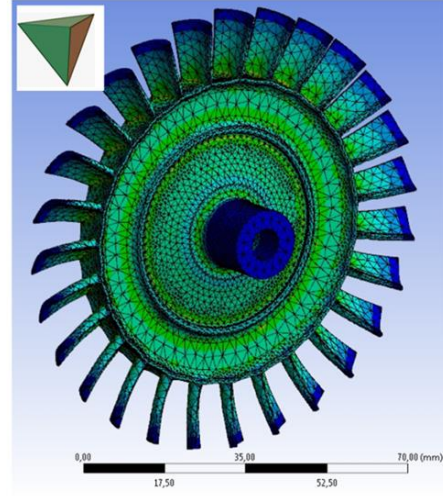
8.2.3. Modelleme ve ağ yapısı oluşturma

PolyWorks ve Simens NX bilgisayar yazılımı ile katı olarak modellenen türbin çarkları stp dosya aktarma formatına dönüştürülüp ağ yapısı ve sınır koşulları oluşturmak için ANSYS-18'e aktarılmıştır. Geometri, tasarım parametrelerinin boyutlarına göre hazırlanmıştır. Türbin çarkı üç boyutlu olarak modellenmiş ve daha sonra elemanlara ve

düğüm noktalarına bölmek için uygun şekilde ağ örgüsü oluşturulmuştur. Sonlu eleman modeli, düğüm başına üç serbestlik derecesine sahip eğrisel ve karmaşık şekillerde esnekliklerinden dolayı serbest örgülü 4 düğümlü kuadratik tetra hedral (dört yüzlü üçgen prizma) eleman kullanılarak üretilmiştir. Elemanlar için kalite kontrolleri ve ağ optimizasyonu en boy oranı, bozulma, gerilme dikkate alınarak yapılmıştır. Analiz çalışması için, çark Şekil 8.14 ve sonlu elemanlar ağ yapısı Şekil 8.15’de gösterilmiştir.



Şekil 8.14. Türbin çarkının geometrik modeli



Şekil 8.15. Sonlu elemanlar ağı

8.2.4. Malzeme seçimi

Malzeme alanındaki ilerlemeler, daha yüksek güç değerleri ve verimlilik seviyelerine sahip gaz türbinli motorların üretiminde önemli rol oynamıştır. Türbin motorlarının tasarımındaki yıllar içindeki gelişmeler, önemli ölçüde gelişmiş performans seviyelerine sahip malzemelerin geliştirilmesinden kaynaklanmıştır. Çalışma sıcaklığı arttıkça bu gereksinim hızla değişmiş gerilme, kopma ömrü ve daha sonra sürünme özellikleri önemli hale gelmiştir. Daha sonraki yıllarda düşük döngü yorgunluğu ömrü bir başka önemli parametre haline gelmiştir. Uçak motorlarındaki bileşenlerin çoğu, yorulma ve/veya sürünme yüklemesinin etkisine bırakılır ve malzeme seçimi daha sonra malzemenin bu tür yüklere dayanma kapasitesine dayanır. Inconel 718, 25 yıldan uzun bir süredir uçak motorlarında disk üretimi için kullanılmaktadır (Schilke, 2004). Inconel 625 de yine sıcak bölgelerde kullanılan parçalar için kullanılan bir süper alaşımdır. Bu alaşımların her ikisi de geleneksel külçe metalürjisi yoluyla üretilmiştir. Toz metalürjisi

işleme, türbinler için süper alaşım bileşenlerinin üretiminde yaygın olarak kullanılmaktadır. Toz metalürjisi işleme esasen nikel bazlı süper alaşımlar için kullanılır. Öncelikle IN 100 veya Rene 95 gibi disk üretimi için kullanılan ve geleneksel yöntemlerle dövülmesi zor veya pratik olmayan yüksek mukavemetli alaşımların üretiminde kullanılır. Süper alaşımın bir kısmı hem geleneksel külçe metalürjisi yolu hem de Toz Metalürjisi ile üretilebilir, ancak toz metalürjisi geleneksel külçe metalürjisine göre daha yararlıdır. Bu çalışma, Inconel 718, Inconel 625 ve Rene 95'den oluşan üç malzemenin karşılaştırmasını yapıp yüksek dönme hızı çalışma koşullarında daha iyi bir malzeme önermek için türbin çarkı üzerindeki gerilim dağılımını ve deformasyonunu açıklar.

8.2.5. Malzeme özellikleri

Çizelge 8.3. Malzeme özellikleri

Malzeme Özellikleri	Inconel 718	Inconel 625	Rene' 95
Yoğunluk (kg/m ³)	8220.9	8440	7700
Elastisitemodülü (GPa)	200 (22 °C) 166.8(600 °C)	208 (22 °C) 174(600 °C)	200 (22 °C) 169(600 °C)
Poison oranı	0.276	0.29	0.28
Akma dayanımı (MPa)	1034 (22 °C) 1035 (649 °C)	598 (22 °C) 464(649 °C)	1144 (22 °C) 1055 (649 °C)
Çekme dayanımı (MPa)	1275 (22 °C) 1173 (649 °C)	971 (22 °C) 765 (649 °C)	1434(22 °C) 1282 (649 °C)

8.2.6. Çalışma koşulları ve sınır şartları

Simülasyon için üç farklı malzemedan imal edilen ve kanat geometrileri dışında diğer tüm ölçüleri aynı kalmak şartıyla iki farklı türbin çarkı, yapısal sınır koşulları çark 50000 d/d, 70000 d/d ve 100 000 d/d'larda döndürülür. Çizelge 8.4'de türbin çarkının giriş ve çıkışındaki basınç değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 8.4. Türbin çarkı basınç değerleri (Juste vd., 2019)

Devir sayısı (d/d)	Çıkış Basıncı (KPa)	Giriş Basıncı (KPa)
70000	112	119,0
75000	117	123,0
80000	119	126,0
85000	123	132,0
90000	126	135.5
95000	130	142.5
100000	135	150,0
105000	138	161,0
108000	145	166,0

Çizelge 8.5’de egzoz gaz sıcaklığı elektrik tahrik motorunun 36000 d/d’da devreden çıktığı ve 108000 d/d’da maksimum itkinin elde edildiği gösterilmiştir. Maksimum sıcaklık yaklaşık 650-700 °C dir.

Çizelge 8.5. Egzoz gaz sıcaklığı (AMT Olympus HP Specifications; AMT Olympus HP Operating Manual, 2019)

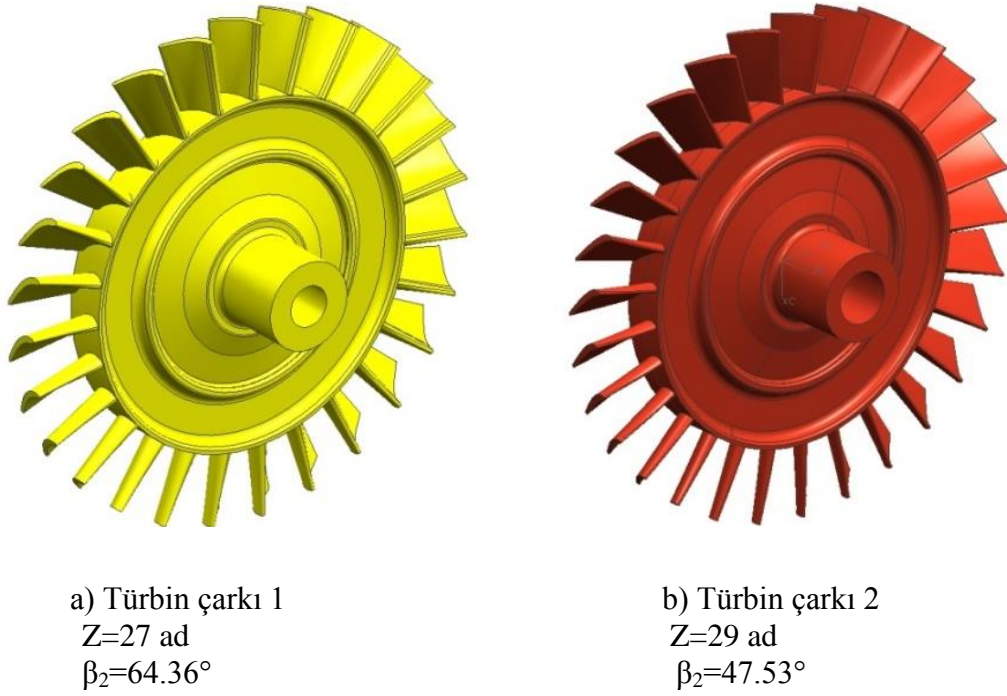
Devir sayısı x 1000 (d/d)	34	40	50	60	70	80	90	100	108
Sıcaklık (°C)	380	390	415	430	440	428	460	550	690

9. BULGULAR VE TARTIŞMA

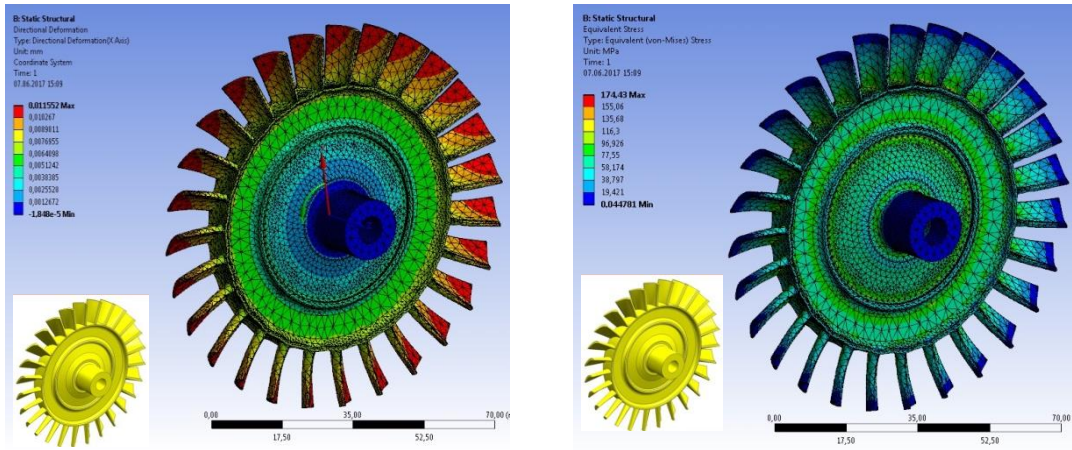
Çark kanat yüzeyi üzerindeki mekanik gerilmeler, gerinimler ve radyal deformasyonlar aşağıda açıklanmıştır.

9.1. Santrifüj Kaynaklı Mekanik Değişim Analiz Sonuçları

50000 d/d, 70000 d/d ve 100000 d/d da Inconel 625, Inconel 718 ve Rene'95 malzemeleri için çarkların geometrik modelleri Şekil 9.1'de, santrifüj kuvvetle oluşan mekanik gerilim, gerinim ve radyal deformasyonların similasyonu ise Şekil 9.2-Şekil 9.19 da gösterilmiştir.

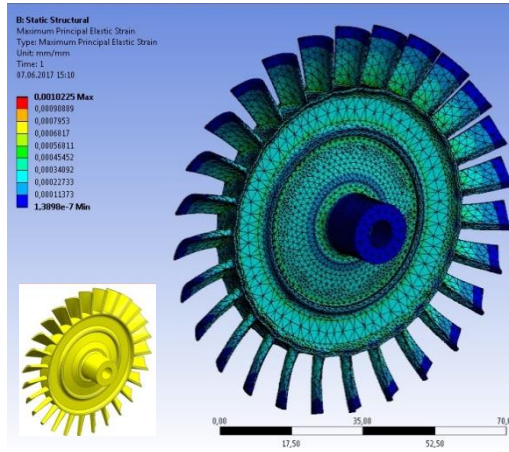


Şekil 9.1. Türbin çarklarının geometrik modelleri



a) Radyal deformasyon

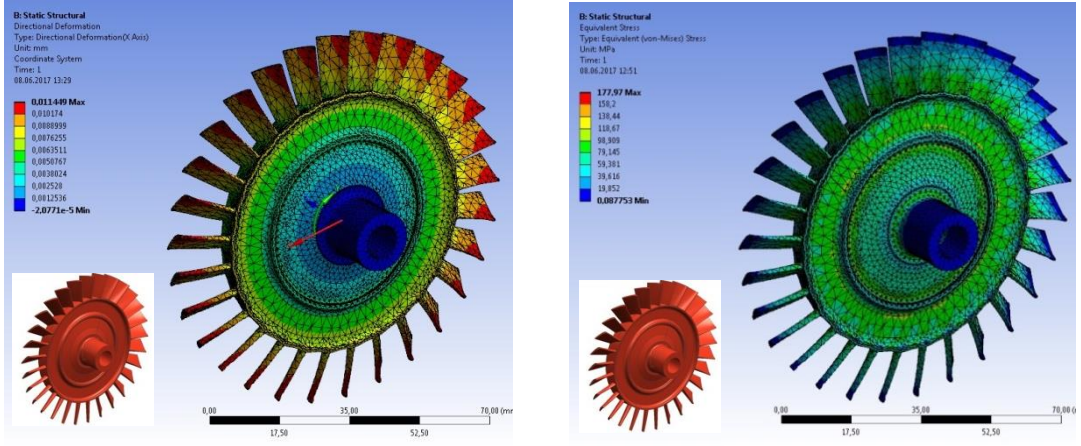
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

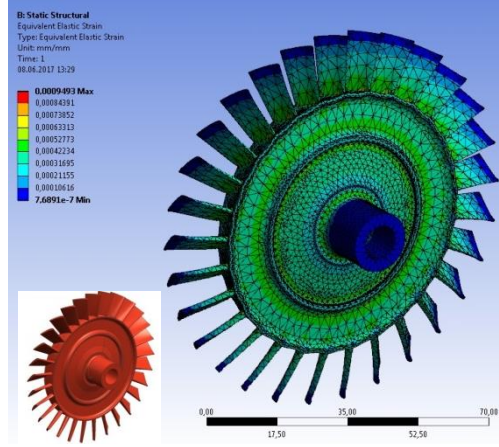
Şekil 9.2. Inconel 625 malzeme için 50000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

50 000 d/d da çalışan Inconel 625 Türbin çarkı 1 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılımı analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.2'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.010267 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.2.a), Türbin kanadının kök bölümünde 174.43 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.2.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.0010225'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.2.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyonu

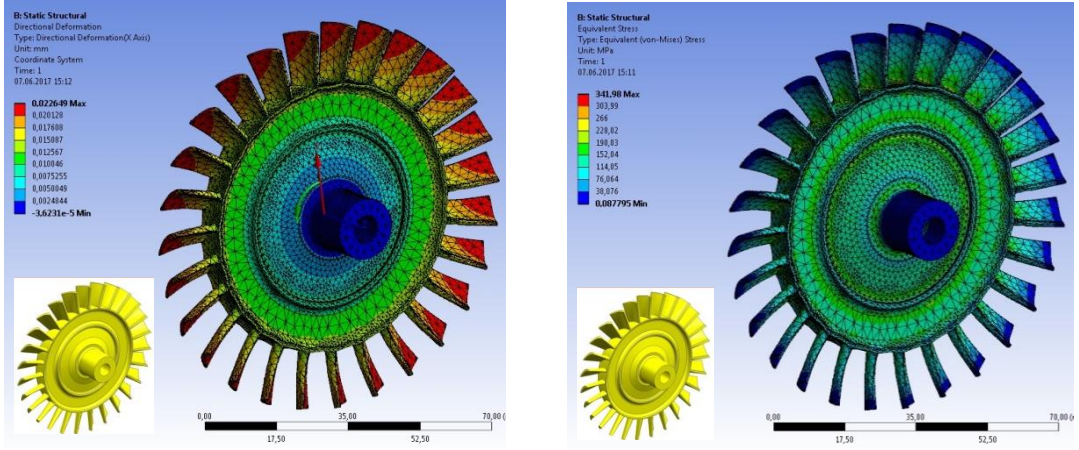
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

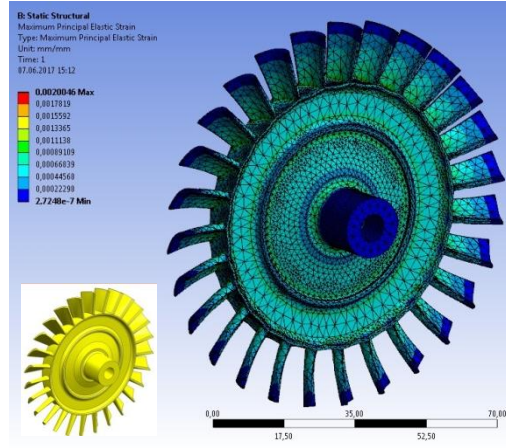
Şekil 9.3. Inconel 625 malzeme için 50 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

50 000 d/d da çalışan Inconel 625 Türbin çarkı 2 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.3'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.010174 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.3.a), Türbin kanadının kök bölümünde 177.97 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.3.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.0009493'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.3.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyon

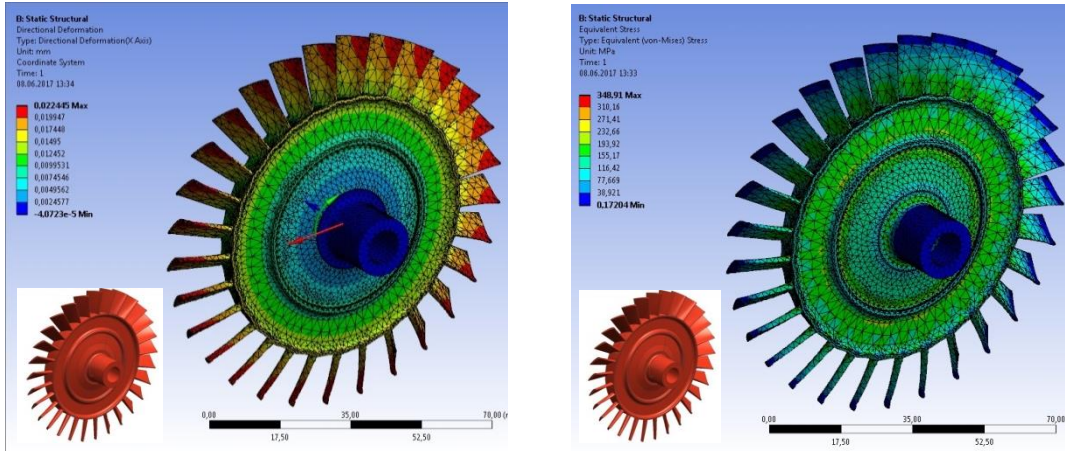
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

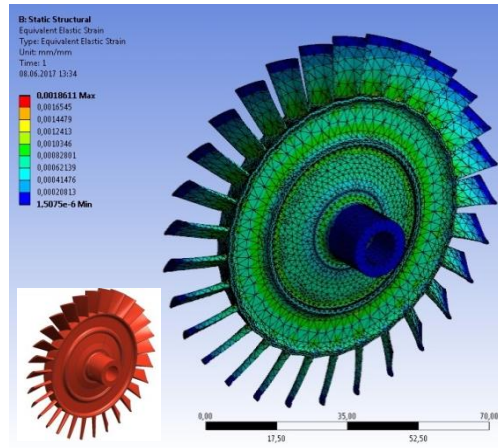
Şekil 9.4. Inconel 625 malzeme için 70 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

70 000 d/d da çalışan Inconel 625, Türbin çarkı 1 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.4'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.020128 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.4.a), Türbin kanadının kök bölümünde 341.98 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.4.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.0020046'lık maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.4.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyonu

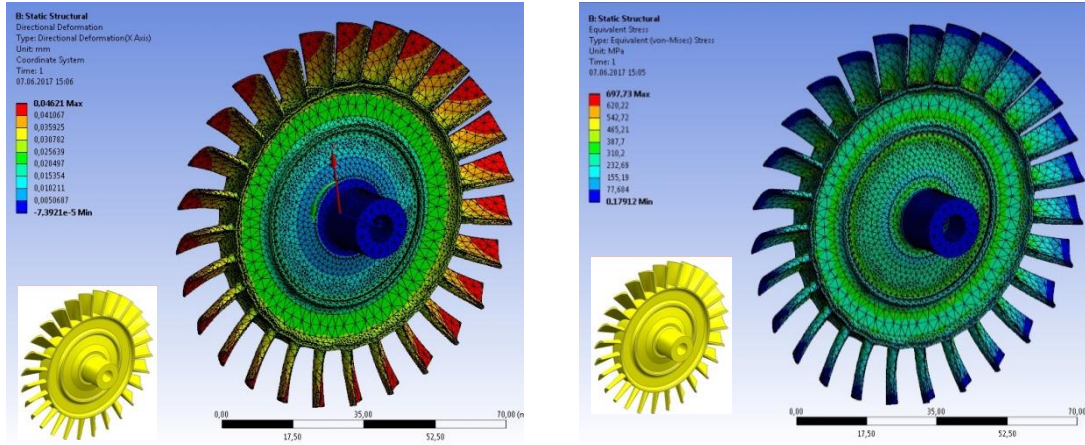
b) Gerilim dağılımı



c) Gerilim dağılımı

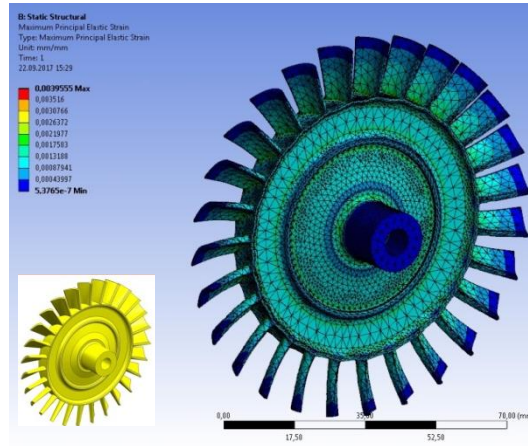
Şekil 9.5. Inconel 625 malzeme için 70 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerilim dağılımı

70 000 d/d da çalışan Inconel 625 için, Türbin çarkı 2 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerilim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.5'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.022445 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.5.a), Türbin kanadının kök bölümünde 348.91 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.5.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.0018611'lik maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilim (Şekil 9.5.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyonu

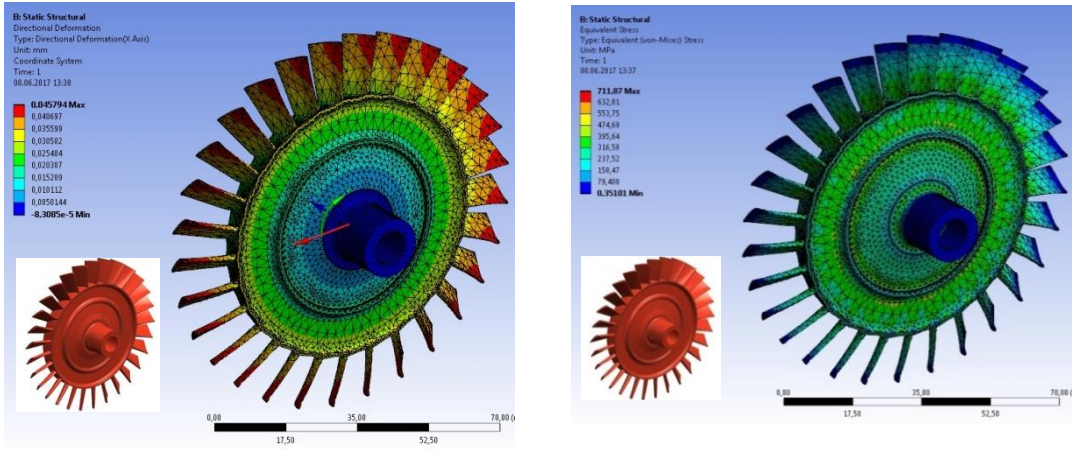
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

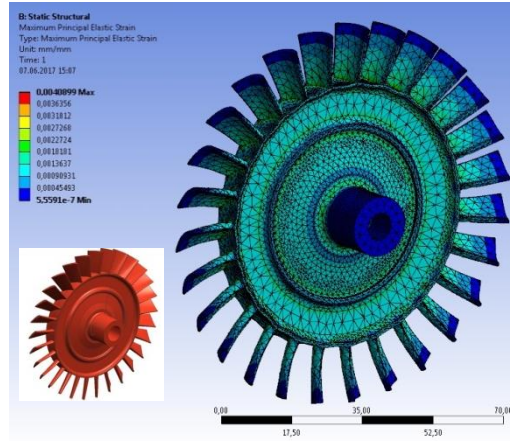
Şekil 9.6. Inconel 625 malzeme için 100 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

100 000 d/d da çalışan Inconel 625 için, Türbin çarkı 1 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.6'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.046210 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.6.a), Türbin kanadının kök bölümünde 697.73 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.6.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.0039555'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.6.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyonu

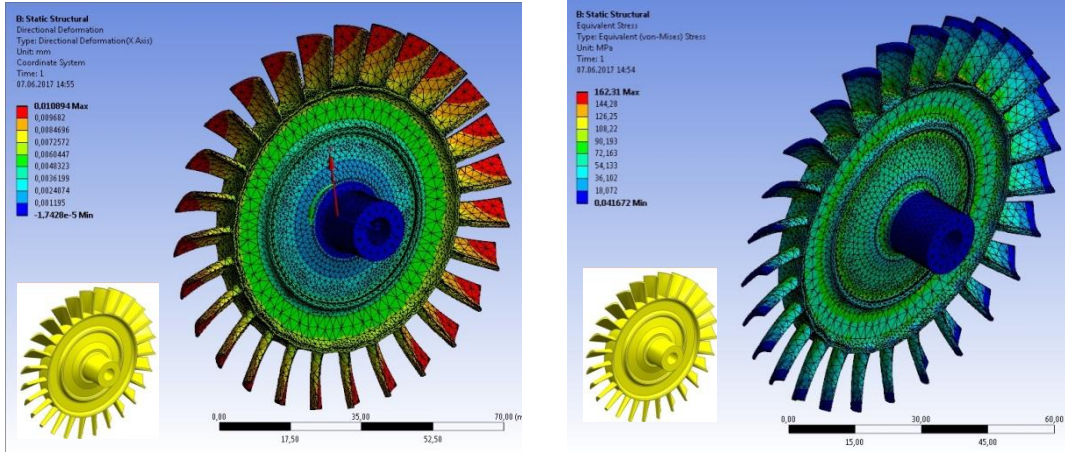
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

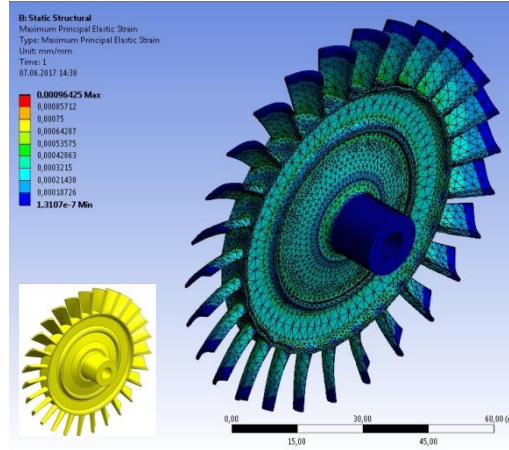
Şekil 9.7. Inconel 625 malzeme için 100 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

100 000 d/d da çalışan Inconel 625 için, Türbin çarkı 2 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.7'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.045794 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.7.a), Türbin kanadının kök bölümünde 711.87 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.7.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.0040899'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.7.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyonu

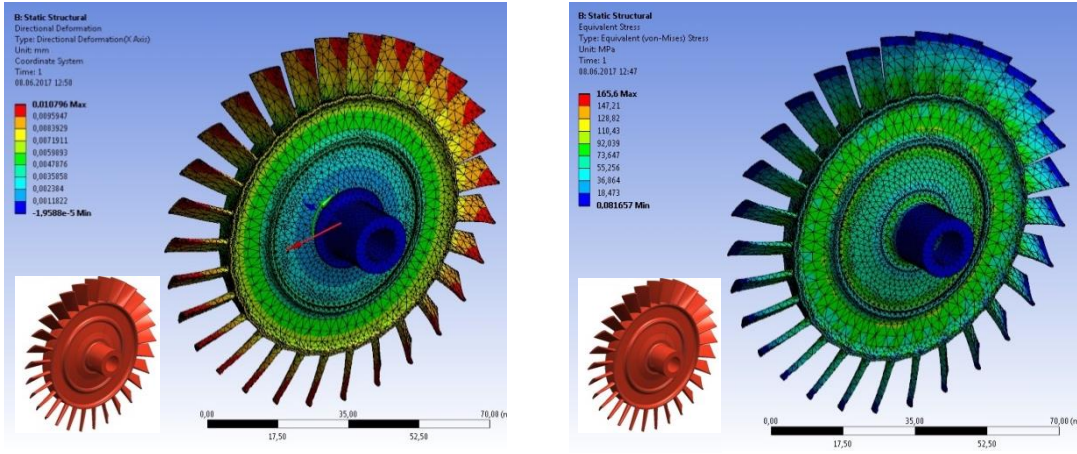
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

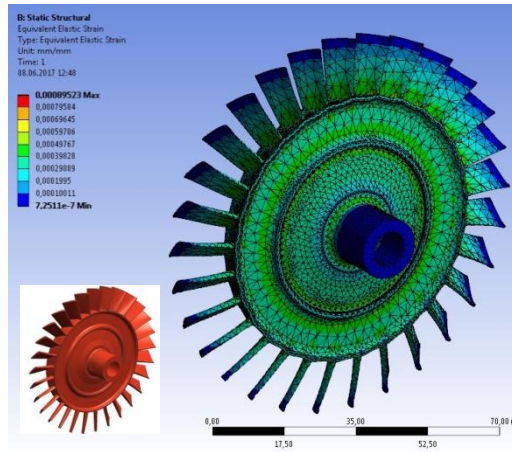
Şekil 9.8. Inconel 718 malzeme için 50 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

50 000 d/d da çalışan Inconel 718 için, Türbin çarkı 1 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.8'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.010894 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.8.a), Türbin kanadının kök bölümünde 162.31 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.8.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.000964'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.8.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyonu

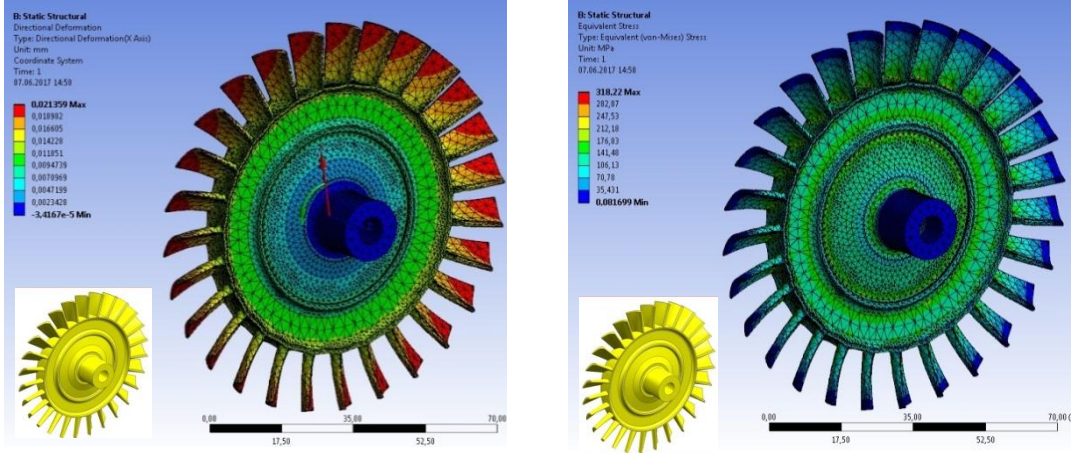
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

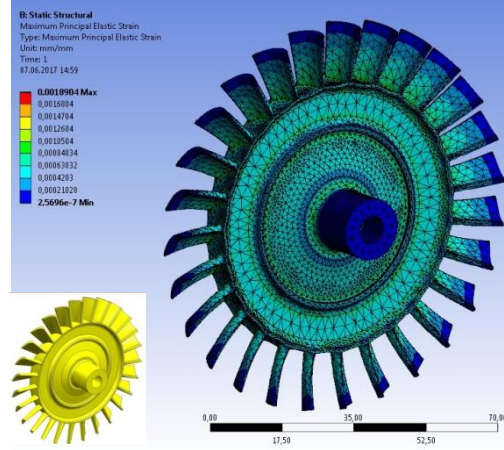
Şekil 9.9. Inconel 718 malzeme için 50 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

50 000 d/d da çalışan Inconel 718 için, Türbin çarkı 2 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.9'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.010796 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.9.a), Türbin kanadının kök bölümünde 165.60 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.9.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.000895'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.9.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyon

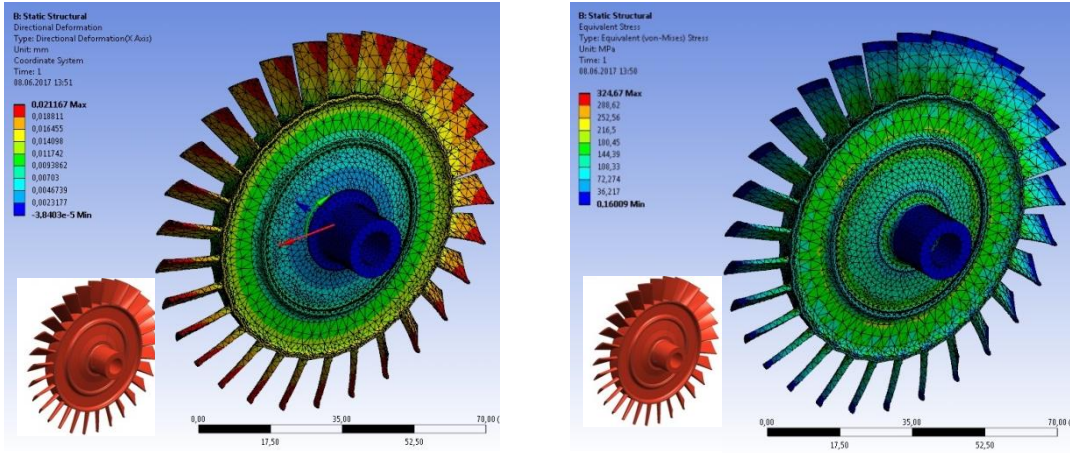
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

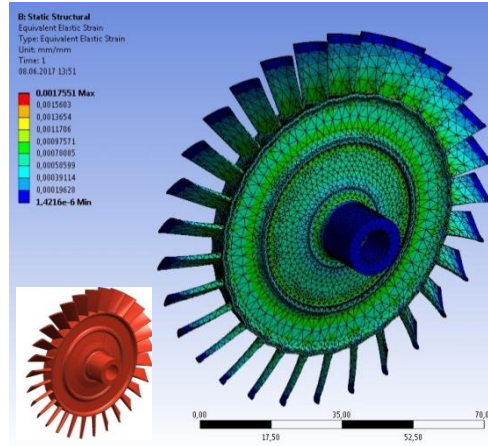
Şekil 9.10. Inconel 718 malzeme için 70 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

70 000 d/d da çalışan Inconel 718 için, Türbin çarkı 1 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.10'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.021356 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.10.a), Türbin kanadının kök bölümünde 318.22 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.10.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.001890'lık maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.10.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyonu

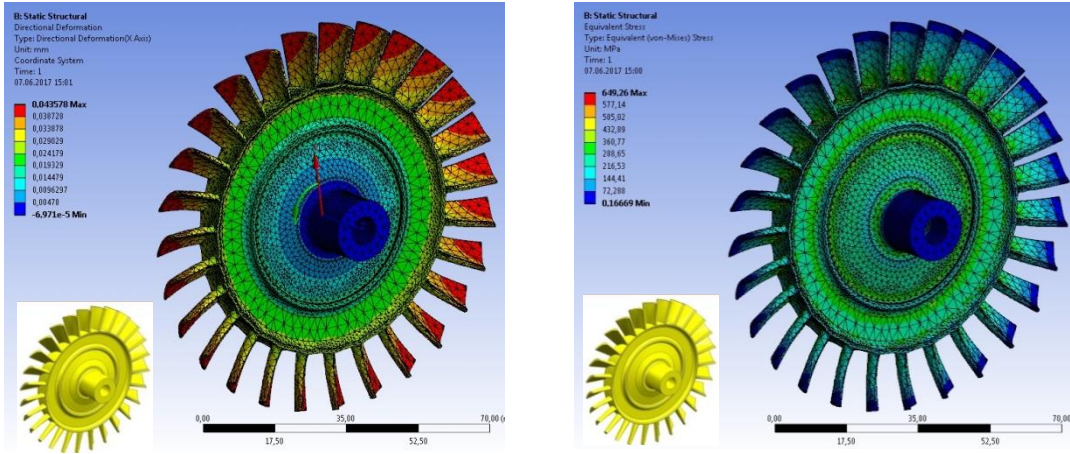
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

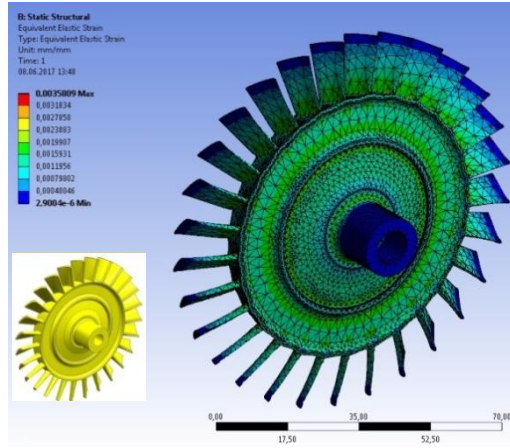
Şekil 9.11. Inconel 718 malzeme için 70 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

70 000 d/d da Inconel 718 için, Türbin çarkı 2 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılımı analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.11'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.021167 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.11.a), Türbin kanadının kök bölümünde 324.67 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.11.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.0017551'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.11.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyonu

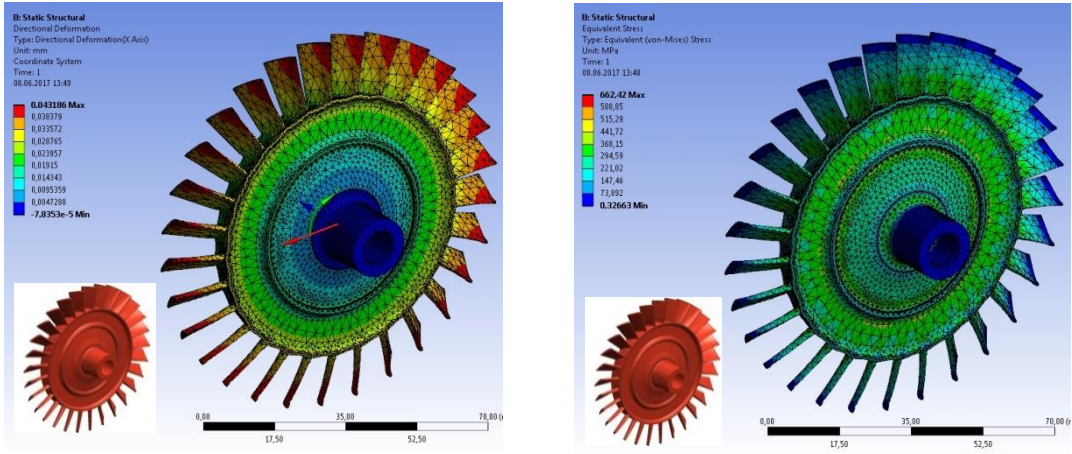
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

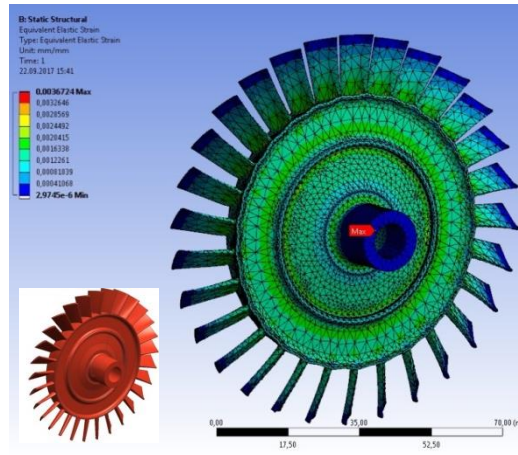
Şekil 9.12. Inconel 718 malzeme için 100 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

100 000 d/d da çalışan Inconel 718 için, Türbin çarkı 1 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.12'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.043578 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.12.a), Türbin kanadının kök bölümünde 649.26 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.12.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.003580'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.12.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyon

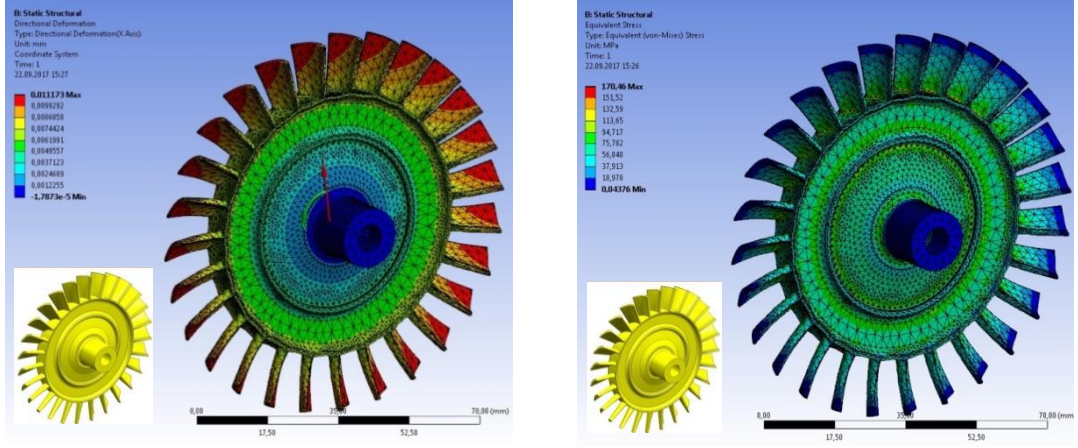
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

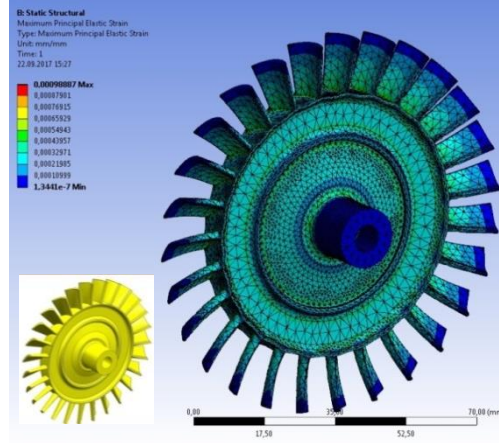
Şekil 9.13. Inconel 718 malzeme için 100 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

100 000 d/d da çalışan Inconel 718 Türbin çarkı 2 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.13'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.043186 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.13.a), Türbin kanadının kök bölümünde 662.42 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.13.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.003672'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.13.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyon

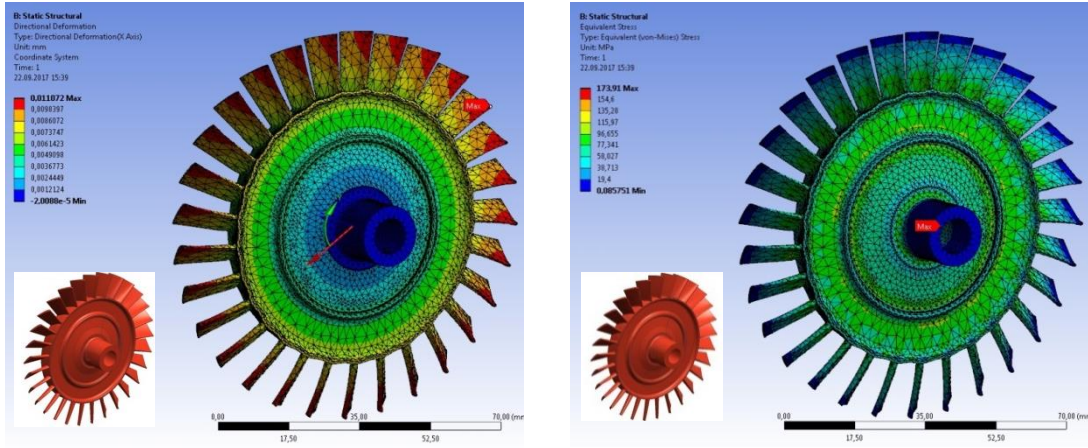
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

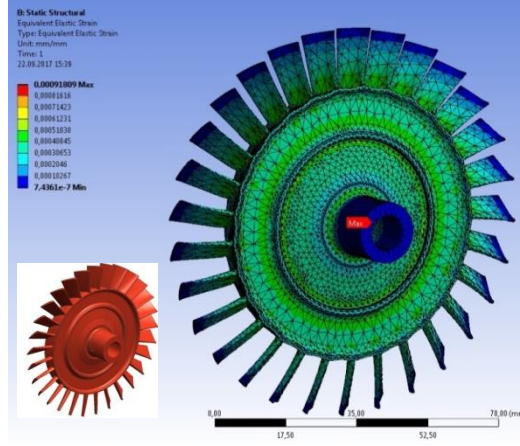
Şekil 9.14. Rene'95 malzeme için 50 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

50 000 d/d da çalışan Rene'95 Türbin çarkı 1 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılımı analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.14'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.011173 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.14.a), Türbin kanadının kök bölümünde 170.46 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.14.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.000998'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.14.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyonu

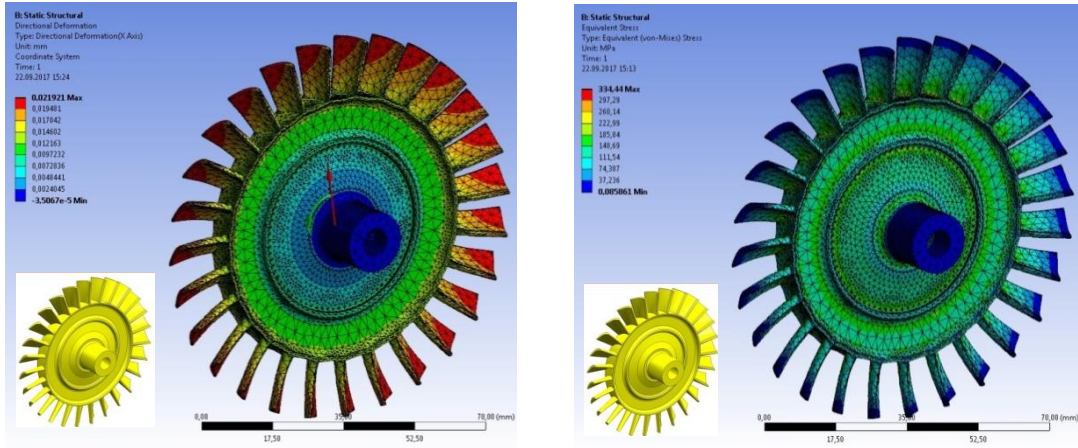
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

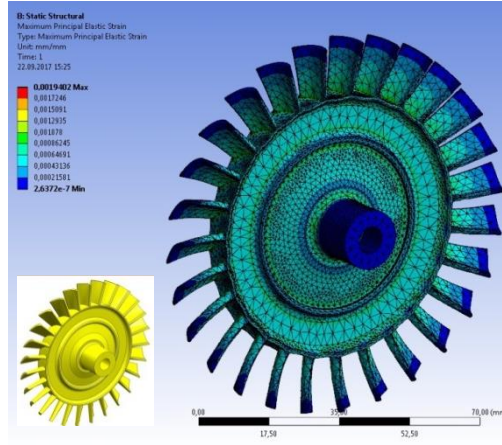
Şekil 9.15. Rene'95 malzeme için 50 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

50 000 d/d da çalışan Rene'95 Türbin çarkı 2 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.15'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.011072 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.15.a), Türbin kanadının kök bölümünde 173.91 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.15.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.000918'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.15.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyon

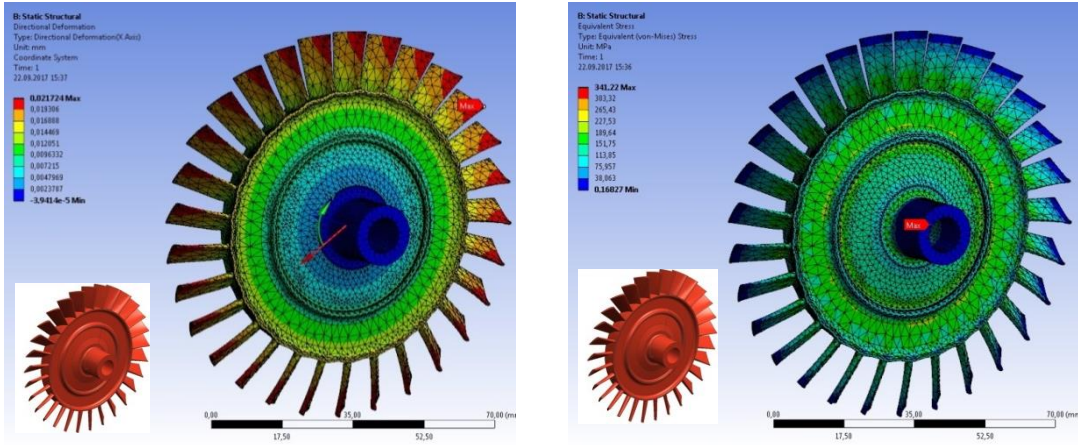
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

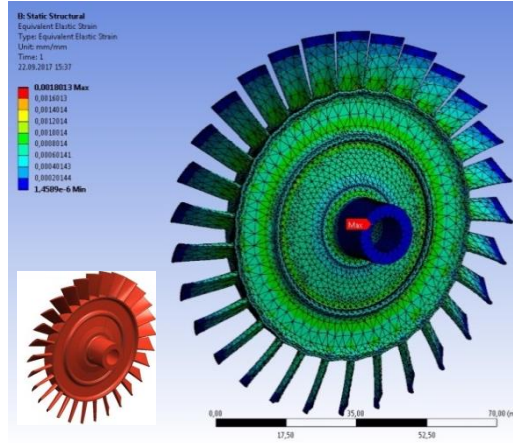
Şekil 9.16. Rene'95 malzeme için 70 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

70 000 d/d da çalışan Rene'95 Türbin çarkı 1 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.16'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.021921 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.16.a), Türbin kanadının kök bölümünde 344.44 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.16.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.001940'lık maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.16.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyonu

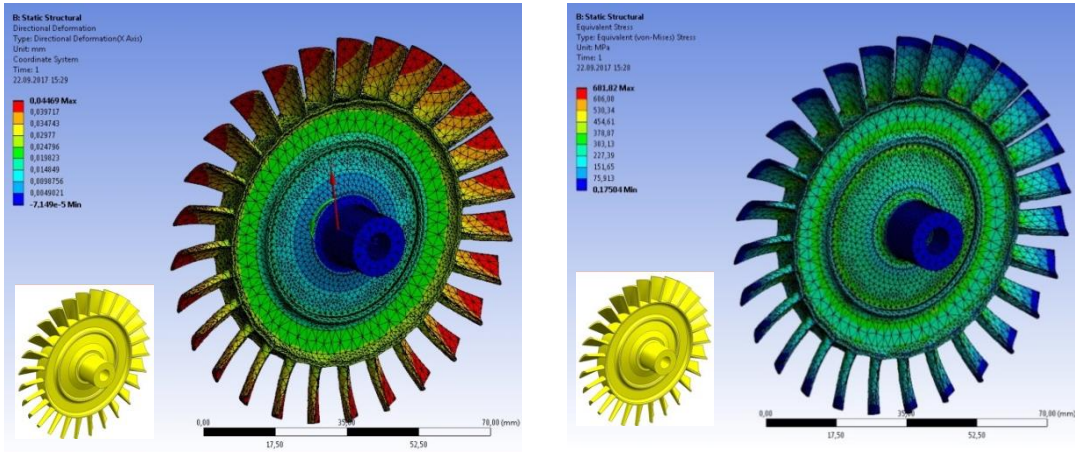
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

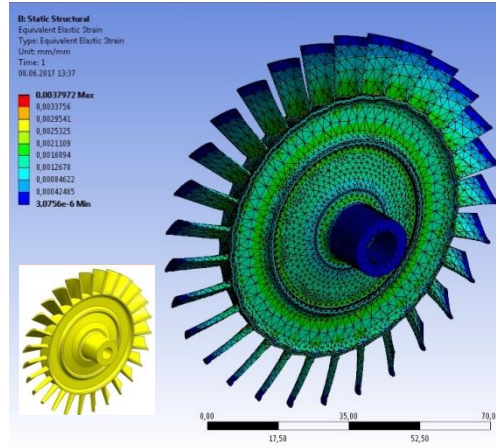
Şekil 9.17. Rene'95 malzeme için 70 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

70 000 d/d da çalına Rene'95 Türbin çarkı 2 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.17'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.021724 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.17.a), Türbin kanadının kök bölümünde 341.22 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.17.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.001801'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.17.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyon

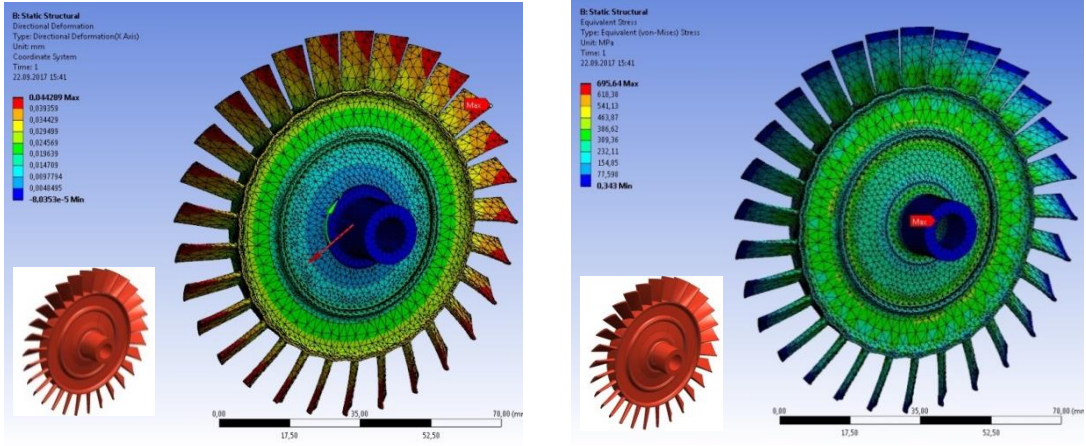
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

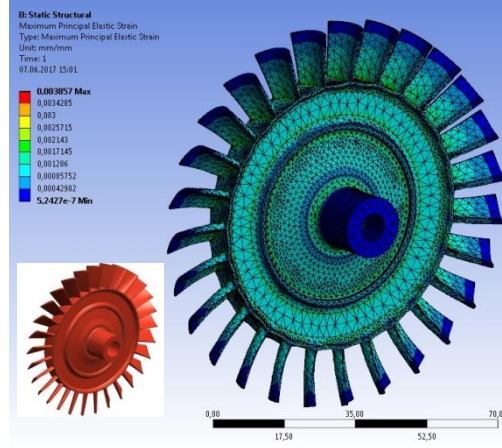
Şekil 9.18. Rene'95 malzeme için 100 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 1'in radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

100 000 d/d da çalışan Rene'95 Türbin çarkı 1 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.18'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.04469 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.18.a), Türbin kanadının kök bölümünde 681.82 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.18.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.0037972'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.18.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyonu

b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

Şekil 9.19. Rene'95 malzeme için 100 000 d/d dönüş hızındaki Türbin çarkı 2'nin radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

100 000 d/d da çalışan Rene'95 Türbin çarkı 2 için santrifüj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.19'de verilmiştir. Türbin kanadının uç kısmında maksimum deformasyon 0.044289 mm ve minimum deformasyon ise kanat kök bölümünde (Şekil 9.19.a), Türbin kanadının kök bölümünde 695.64 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.19.b), ve Türbin kanadının kök bölümünde 0.003857'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.19.c) oluşmaktadır.

Santrifüj kuvvet etkisiyle malzemelerde oluşan mekanik değişimlerin maksimum değerleri sırası ile Türbin çarkı 1 için Çizelge 9.1’de ve Türbin çarkı 2 için Çizelge 9.2 gösterilmiştir.

Çizelge 9.1. Türbin çarkı 1’in farklı malzemeler için mekanik özellikleri

	Dönme hızı (d/d)	Türbin çarkı 1 malzemesi		
		Inconel 625	Inconel 718	Rene' 95
Radyal Deformasyon (mm)(mak.)	50 000	0.010267	0.010894	0.011173
	70 000	0.020128	0.021356	0.021921
	100 000	0.04621	0.043578	0.04469
Gerilim (MPa)(mak.)	50 000	174.43	162.31	170.46
	70 000	341.98	318.22	344.44
	100 000	697.73	649.26	681.82
Gerinim (mak.)	50 000	0.0010225	0.000964	0.000989
	70 000	0.0020046	0.001890	0.001940
	100 000	0.0039555	0.003580	0.0037972

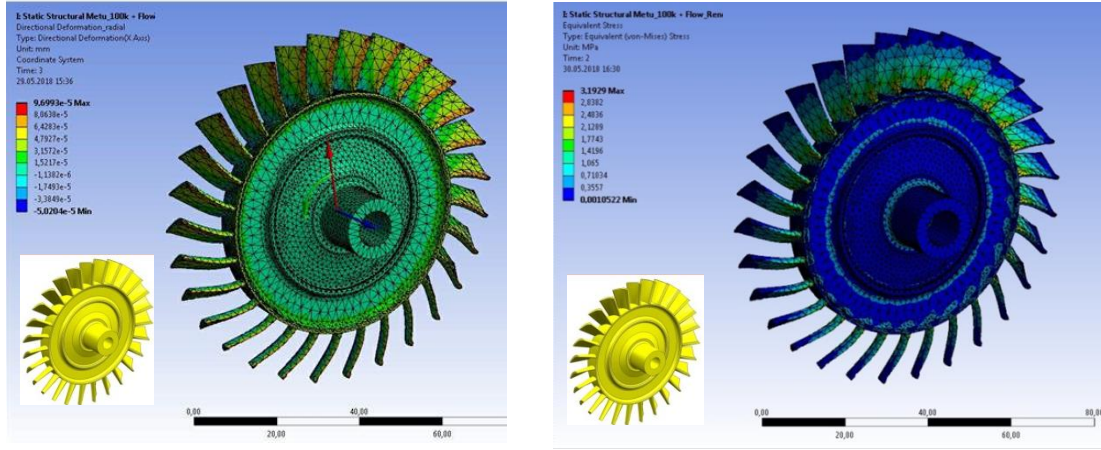
Çizelge 9.2. Türbin çarkı 2’in farklı malzemeler için mekanik özellikleri

	Dönme hızı (d/d)	Türbin çarkı 2 malzemesi		
		Inconel 625	Inconel 718	Rene' 95
Radyal Deformasyon (mm)(mak.)	50 000	0.010174	0.010796	0.011072
	70 000	0.022445	0.021167	0.021724
	100 000	0.045794	0.043186	0.044289
Gerilim (MPa)(mak.)	50 000	177.97	165.6	173.91
	70 000	348.91	324.67	341.22
	100 000	711.87	662.42	695.64
Gerinim (mak.)	50 000	0.0009493	0.000895	0.000918
	70 000	0.0018611	0.0017551	0.001801
	100 000	0.0040899	0.003672	0.003857

Türbin çarkı 1 ve Türbin çarkı 2’de Inconel 625, Inconel 718 ve Rene’95 için radyal deformasyon, gerilim ve gerinim miktarları, çark dönüş hızındaki artışla orantılı olarak artmakta ve 100.000 d/d’ maksimum değerine ulaşmaktadır (Çizelge 9.1, Çizelge 9.2).

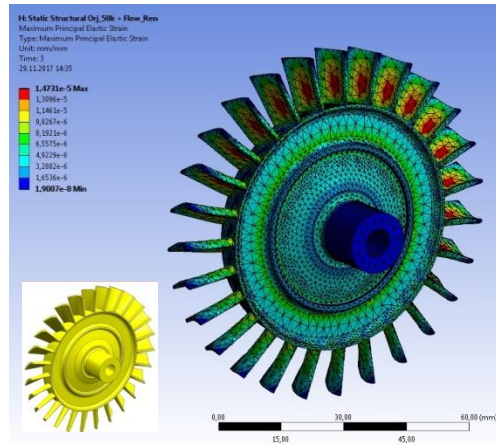
9.2. Akışkan Gaz Kaynaklı Mekanik Değişim Analiz Sonuçları

Çark malzemesinden bağımsız olarak, farklı iki geometriye sahip Türbin çarkı 1 ve Türbin çarkı 2'nin 50000 d/d, 70000 d/d ve 100000 d/d'larda kanat yüzeyine çarpan akışkan kaynaklı mekanik gerilim, gerinim ve radyal deformasyonların similasyonu Şekil 9.20-Şekil 9.25'de verilmiştir.



a) Radyal deformasyonu

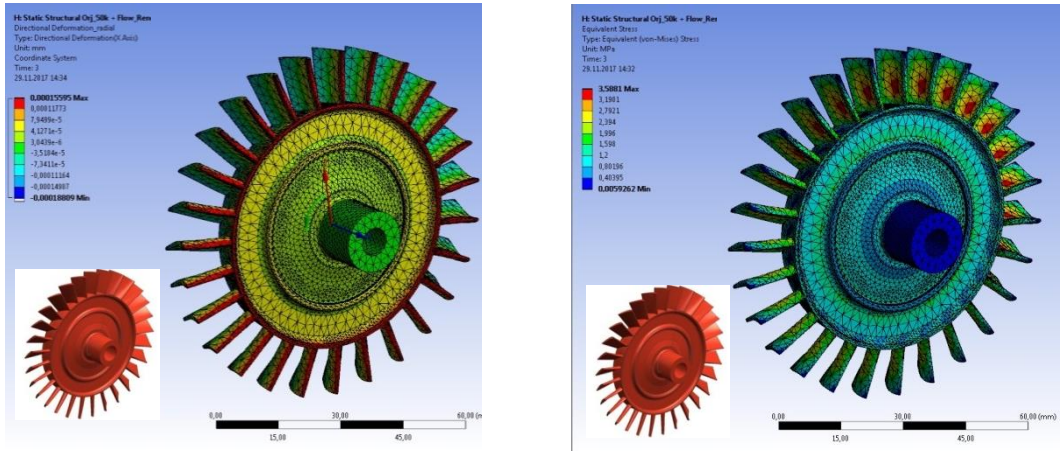
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

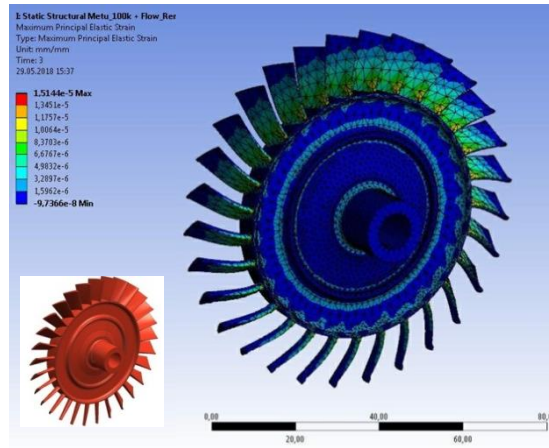
Şekil 9.20. 50 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 1'in akışkan gaz kaynaklı radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

Türbin çarkı 1 için, 50 000 d/d daki akışkan etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.20’de verilmiştir. Türbin kanat profili akışkan ile ilk ön tarafta karşılaşmakta, hücum kenarında maksimum deformasyon $9.6993e-05$ mm ve minimum deformasyon ise kanat profilinin arka tarafında, kuyruk kenarında (Şekil 9.20.a), Türbin kanadının basma yüzeyi orta kısmında 3.1929 MPa’lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.20.b), ve Türbin kanadının basma yüzeyi orta kısmında $1.4731e-05$ ’lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.20.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyon

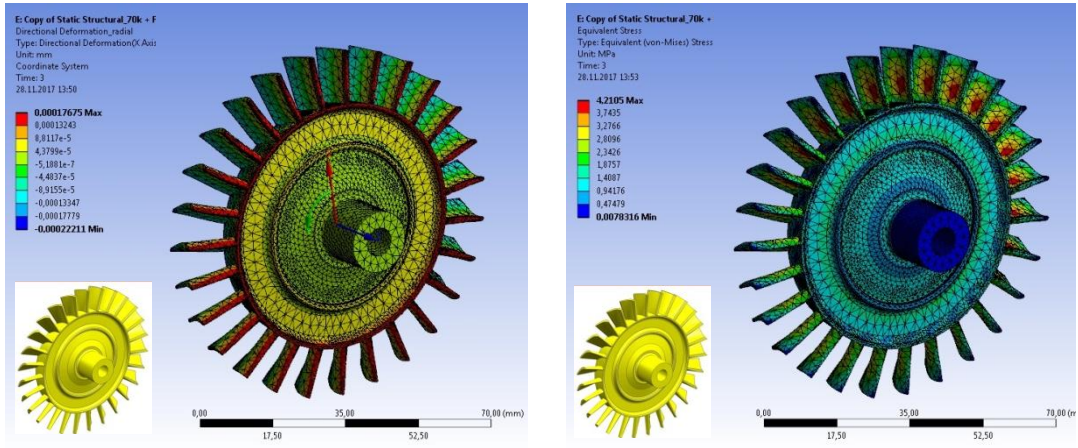
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

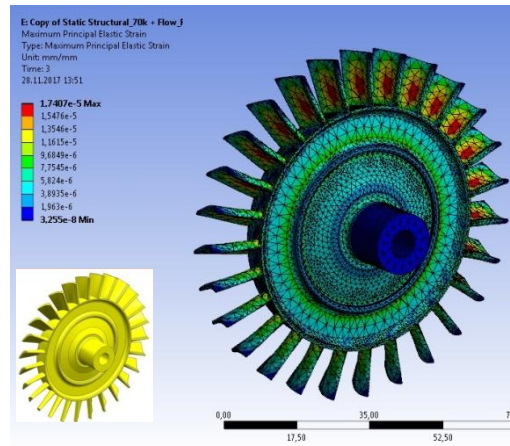
Şekil 9.21. 50 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 2’in akışkan gaz kaynaklı radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

50 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 2 için, akışkan etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.21'de verilmiştir. Türbin kanat profili akışkan ile ilk ön tarafta karşılaşmakta, hücum kenarında maksimum deformasyon $1.5595e-04$ mm ve minimum deformasyon ise kanat profilinin arka tarafında, kuyruk kenarında (Şekil 9.21.a), Türbin kanadının basma yüzeyi orta kısmında 3.58812 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.21.b), ve Türbin kanadının basma yüzeyi orta kısmında $1.5144e-05$ 'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.21.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyon

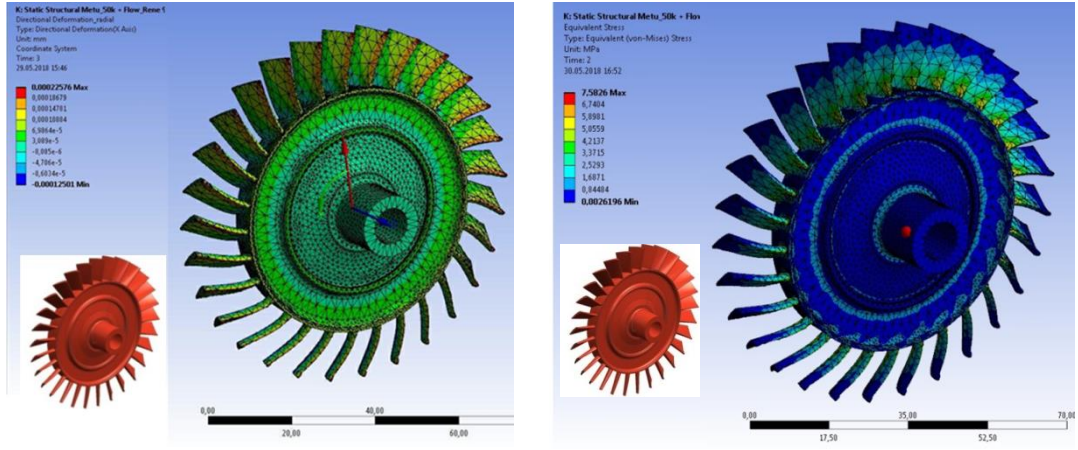
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

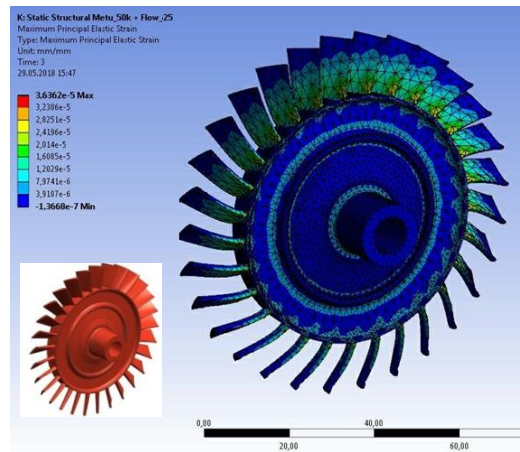
Şekil 9.22. 70 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 1'in akışkan gaz kaynaklı radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

70 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 1 için, akışkan etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.22'de verilmiştir. Türbin kanat profili akışkan ile ilk ön tarafta karşılaşmakta, hücum kenarında maksimum deformasyon $1.7635e-04$ mm ve minimum deformasyon ise kanat profilinin arka tarafında, kuyruk kenarında (Şekil 9.22.a), Türbin kanadının basma yüzeyi orta kısmında 4.2105 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.22.b), ve Türbin kanadının basma yüzeyi orta kısmında $1.7407e-05$ 'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.22.c) oluşmaktadır.



(a) Radyal deformasyon

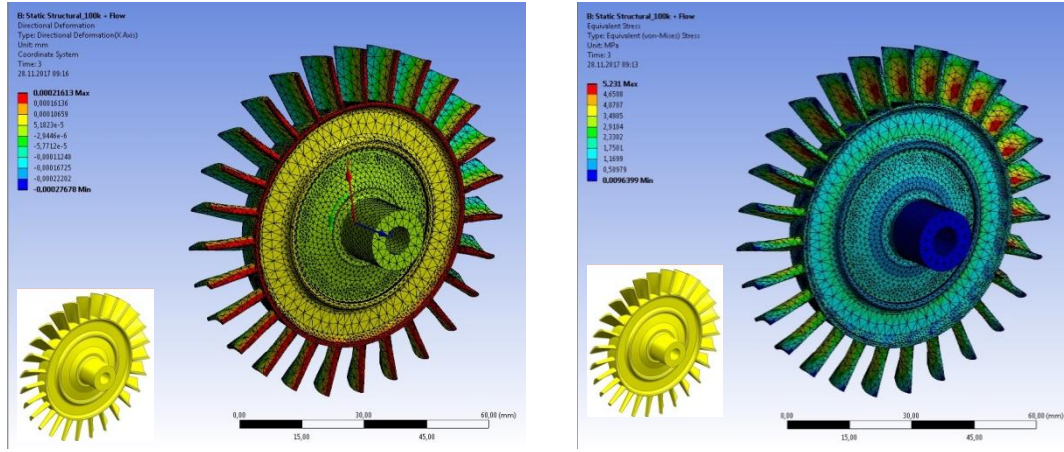
(b) Gerilim dağılımı



(c) Gerinim dağılımı

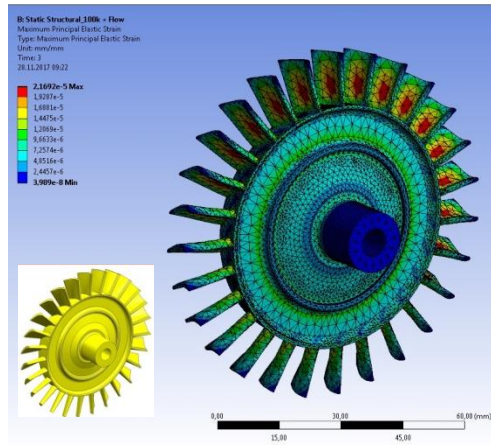
Şekil 9.23. 70 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 2'in akışkan gaz kaynaklı radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

70 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 2 için, akışkan etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.23'de verilmiştir. Türbin kanat profili akışkan ile ilk ön tarafta karşılaşmakta, hücum kenarında maksimum deformasyon $2.2576e-04$ mm ve minimum deformasyon ise kanat profilinin arka tarafında, kuyruk kenarında (Şekil 9.23.a), Türbin kanadının basma yüzeyi orta kısmında 7.5826 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.23.b), ve Türbin kanadının basma yüzeyi orta kısmında $3.6362e-05$ 'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.23.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyon

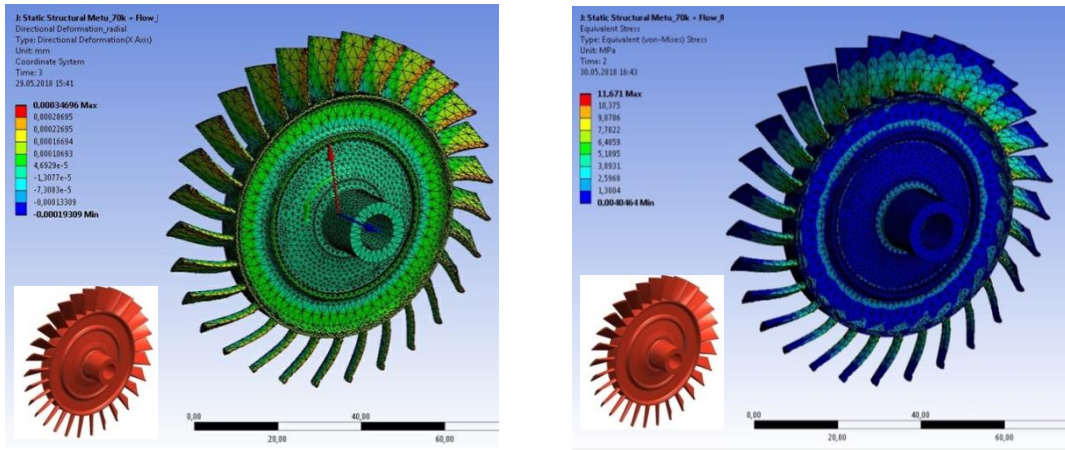
b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

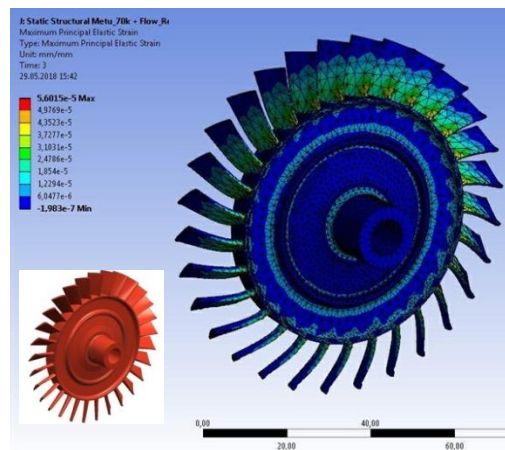
Şekil 9.24. 100 000 d/d çalışan Türbin çarkı 1'in akışkan gaz kaynaklı radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

100 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 1 için, akışkan etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.24'de verilmiştir. Türbin kanat profili akışkan ile ilk ön tarafta karşılaşmakta, hücum kenarında maksimum deformasyon $2.1613e-04$ mm ve minimum deformasyon ise kanat profilinin arka tarafında, kuyruk kenarında (Şekil 9.24.a), Türbin kanadının basma yüzeyi orta kısmında 5.2310 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.24.b), ve Türbin kanadının basma yüzeyi orta kısmında $2.1692e-05$ 'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.24.c) oluşmaktadır.



a) Radyal deformasyonu

b) Gerilim dağılımı



c) Gerinim dağılımı

Şekil 9.25. 100 000 d/d da çalışan Türbin çarkı 2'in akışkan gaz kaynaklı radyal deformasyonu, gerilim ve gerinim dağılımı

100000 d/d da çalışan Türbin çarkı 2 için, akışkan gaz etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dağılım analiz sonuç simülasyonları Şekil 9.25'de verilmiştir. Türbin kanat profili akışkan ile ilk ön tarafta karşılaşmakta, hücum kenarında maksimum deformasyon $3.4696e-04$ mm ve minimum deformasyon ise kanat profilinin arka tarafında, kuyruk kenarında (Şekil 9.25.a), Türbin kanadının basma yüzeyi orta kısmında 11.6710 MPa'lık maksimum gerilim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerilme (Şekil 9.25.b), ve Türbin kanadının basma yüzeyi orta kısmında $5.6015e-05$ 'lik maksimum gerinim ve Türbin kanat uç kısmında minimum gerinim (Şekil 9.25.c) oluşmaktadır.

Çizelge 9.3'de akışkan gaz etkisiyle oluşan her iki türbin çarkındaki karşılaştırmalı mekanik değişimlerin maksimum değerleri toplu halde gösterilmiştir.

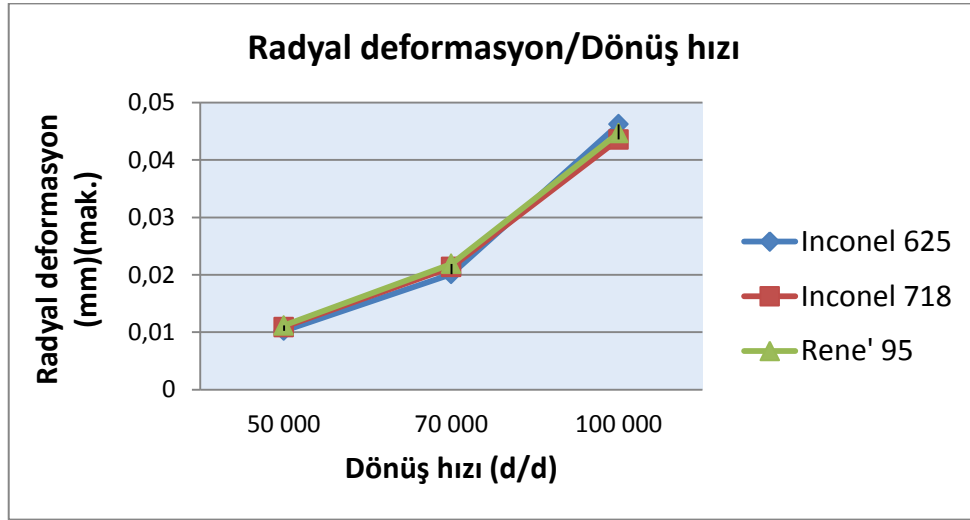
Çizelge 9.3. Akışkan gaz etkisiyle türbin çarkındaki mekanik değişimlerin maksimum değerleri

	Dönme hızı (d/d)	Türbin çarkı 1	Türbin çarkı 2
Radyal Deformasyon (mm)(mak.)	50 000	$9.6993e-05$	$1.5595e-04$
	70 000	$1.7635e-04$	$2.2576e-04$
	100 000	$2.1613e-04$	$3.4696e-04$
Gerilim (MPa)(mak.)	50 000	3.1929	3.5881
	70 000	4.2105	7.5826
	100 000	5.2310	11.6710
Gerinim (mak.)	50 000	$1.4731e-05$	$1.5144e-05$
	70 000	$1.7407e-05$	$3.6362e-05$
	100 000	$2.1692e-05$	$5.6015e-05$

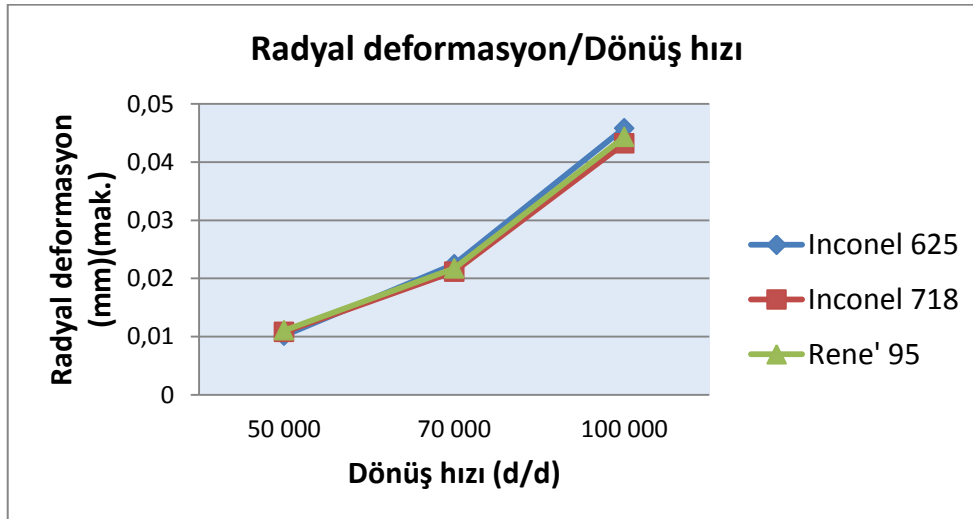
İki farklı kanat geometrisine sahip Türbin çarkı 1 ve Türbin çarkı 2'de oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim miktarları, çark dönüş hızındaki artışla orantılı olarak artmakta ve 100.000 d/d' maksimum değerine ulaşmaktadır (Çizelge 9.3).

9.3. Tartışma

Değişik dönüş hızlarında farklı malzemeler için türbin çarkı kanatlarında santrifüj kuvveti etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim grafikleri sırası ile Şekil 9.26, Şekil 9.27, ve Şekil 9.28’de gösterilmiştir.

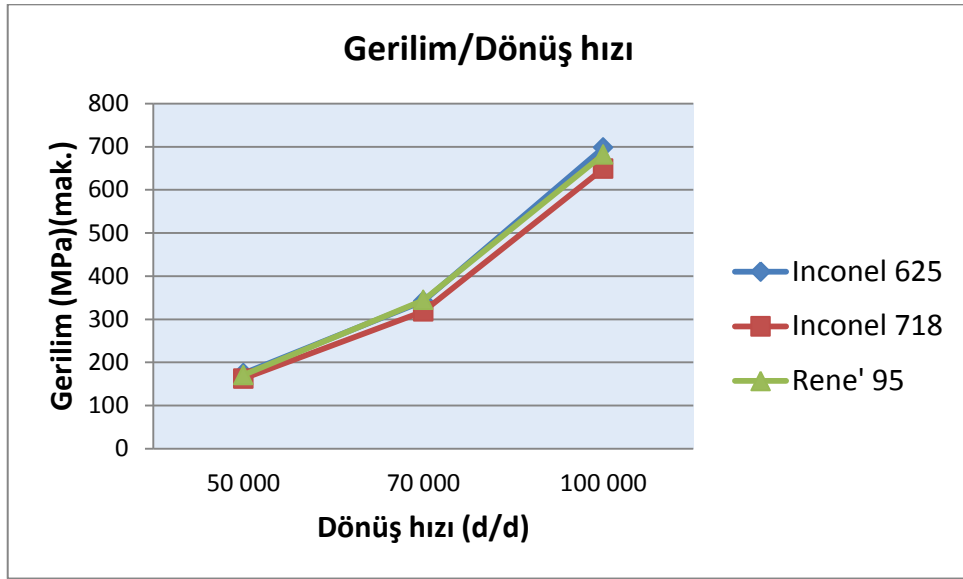


a) Türbin çarkı 1

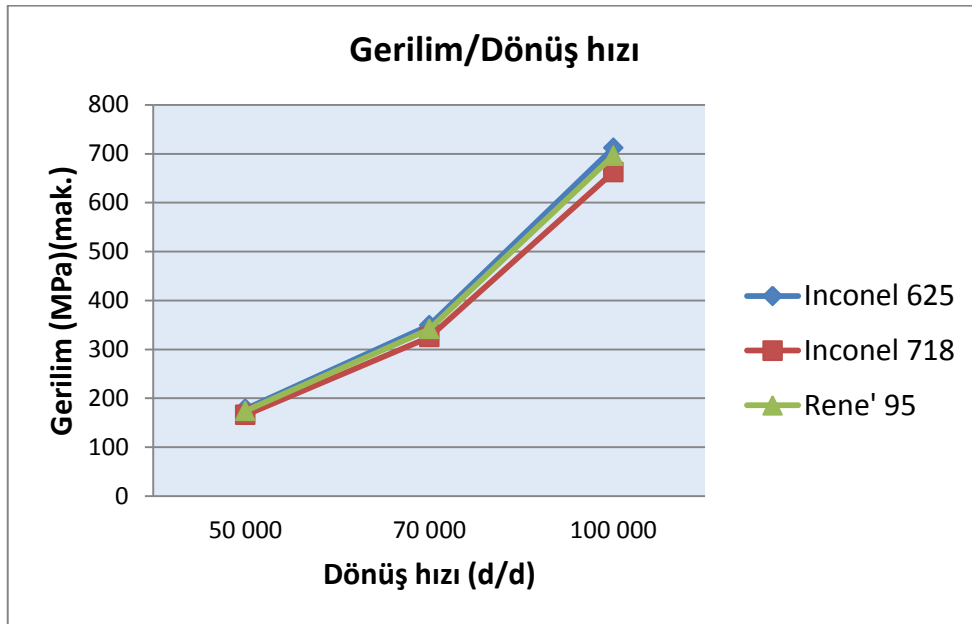


b) Türbin çarkı 2

Şekil 9.26. Değişik dönüş hızlarında farklı malzemeler için Türbin çarklarında oluşan radyal deformasyon

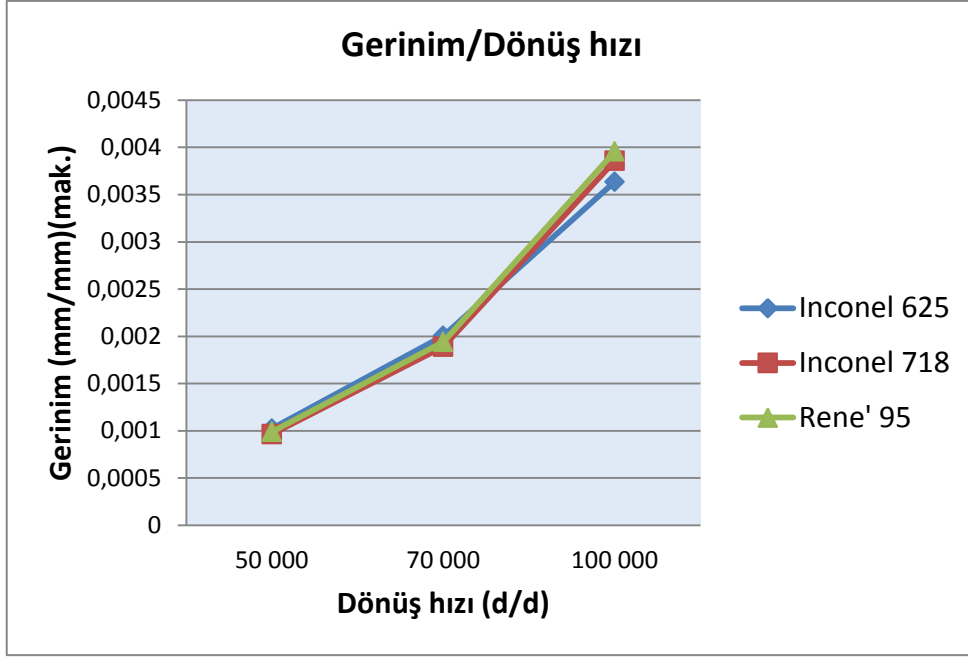


a) Türbin çarkı 1

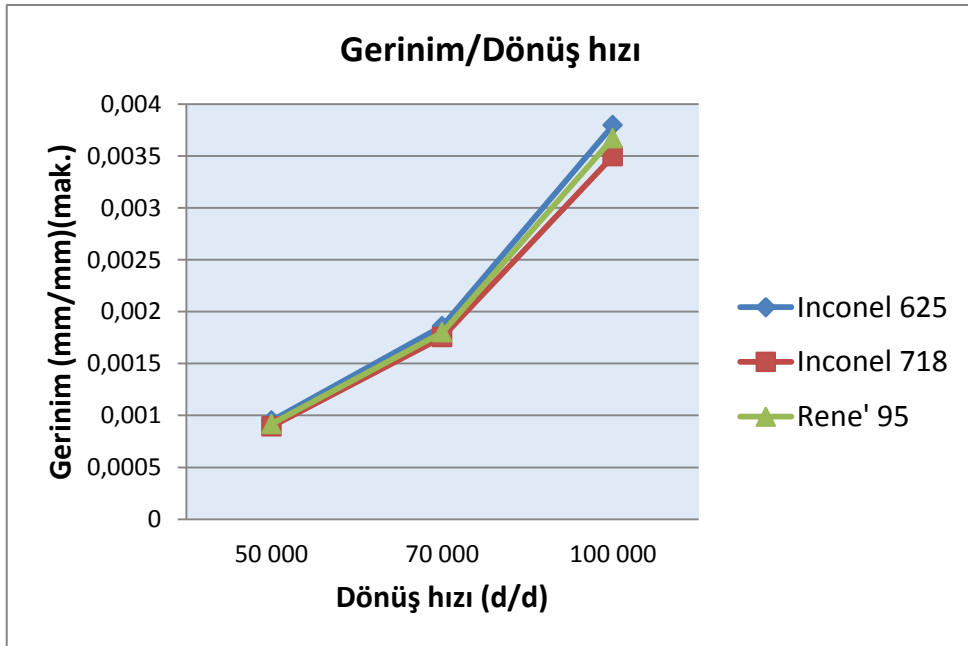


b) Türbin çarkı 2

Şekil 9.27. Değişik dönüş hızlarında farklı malzemeler için
Türbin çarklarında oluşan gerilim



a) Türbin çarkı 1



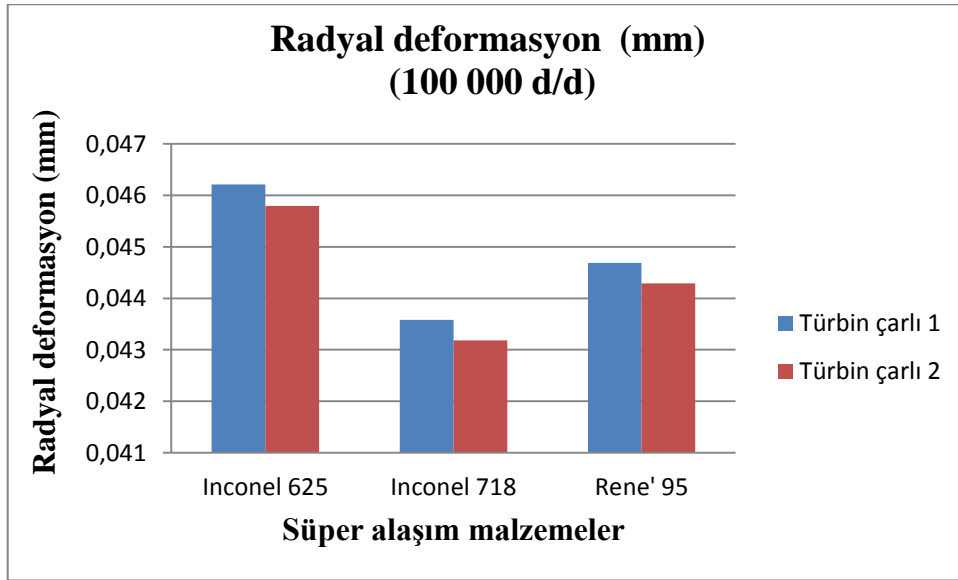
a) Türbin çarkı 2

Şekil 9.28. Değişik dönüş hızlarında farklı malzemeler için
Türbin çarklarında oluşan gerinim

Inconel 625, Inconel 718 ve Rene'95 için sırası ile radyal deformasyon, gerilim ve gerinim miktarları, türbin çarkı dönüş hızındaki artışla orantılı olarak birbirine çok yakın

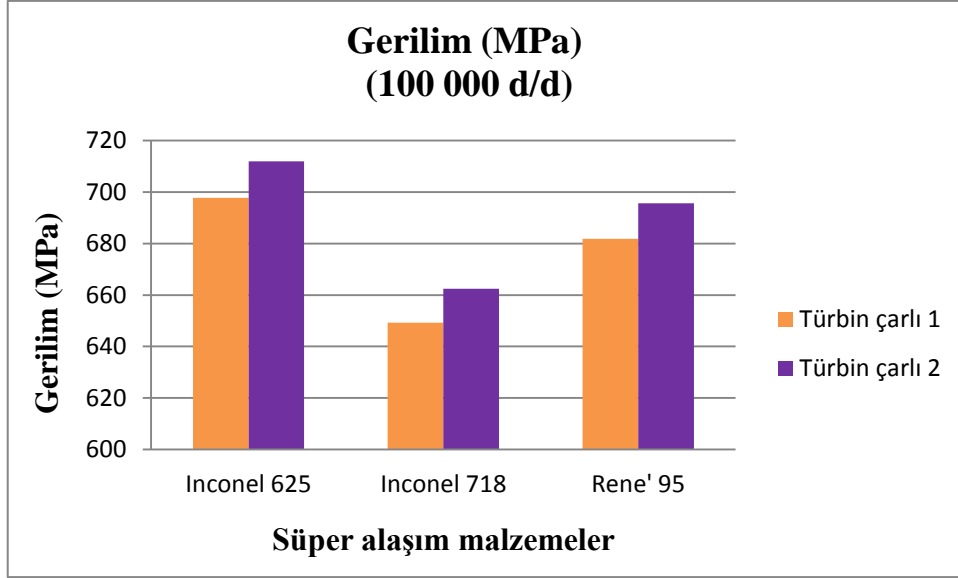
olarak artmakta ve 100.000 d/d' maksimum değerine ulaşmaktadır (Şekil 9.26, Şekil 9.27 ve Şekil 9.28).

Türbin çarkı kanat ucu ile türbin gövdesi arasında izin verilen radyal boşluktan kaynaklanan kaybın az olması istenir. Çünkü bu kayıp verimi olumsuz etkiler. Ayrıca bu sonlu radyal boşluğun türbin çarkı kanatların türbin gövde mahfaza iç yüzeyine sürtünmesine engel olacak kadar yeterli açıklıkta olması ve iyi tasarlanması gerekir. Dolayısıyla bu aşamada türbin çarkı malzemesinin seçimi ve bunun çalışma koşullarında performansına ayrıca önem verilmelidir.

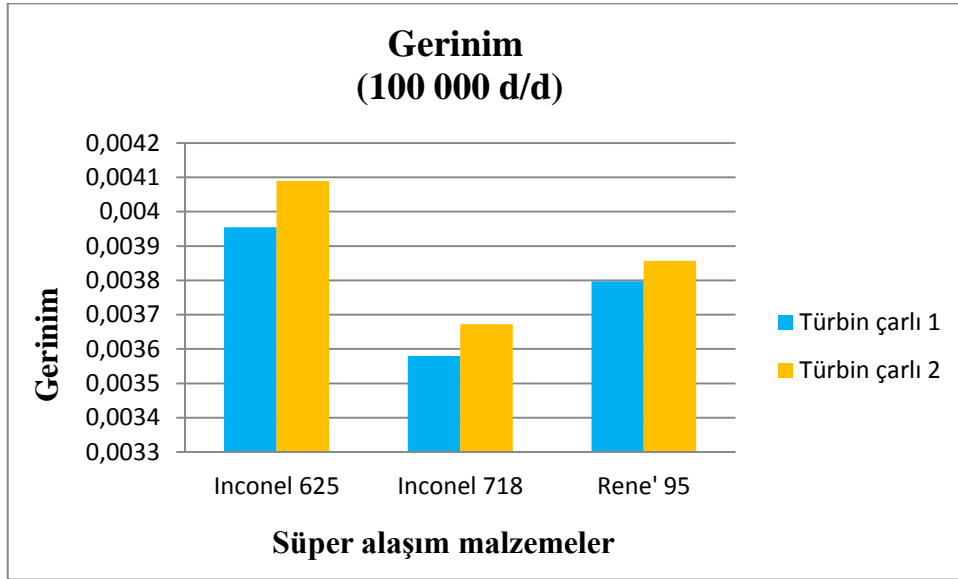


Şekil 9.29. 100 000 d/d'da farklı malzemeler için Türbin çarkı 1 ve Türbin çarkı 2'de oluşan maksimum radyal deformasyon

Analiz sonuçlarıyla gözlemlenen çarkın kanat uç kısımlarındaki maksimum uzamaların güvenli sınır içinde kalması ve Türbin kanat uç boşluğunun optimizasyonu için türbin çarkı malzemesinin radyal deformasyonunun az olması istenir. Şekil 9.29'de Inconel 718 süper alaşım malzemesinin radyal uzaması en az daha sonra Rene'95 ve en fazla ise Inconel 625 olduğu görülmektedir. Her üç malzeme için ise Türbin çarkı 2'nin maksimum radyal deformasyonu Türbin çarkı 1'den daha azdır ve bu kriter açısından daha iyi bir uyum sağlar.



Şekil 9.30. 100 000 d/d'da farklı malzemeler için Türbin çarkı 1 ve Türbin çarkı 2'de oluşan maksimum gerilim

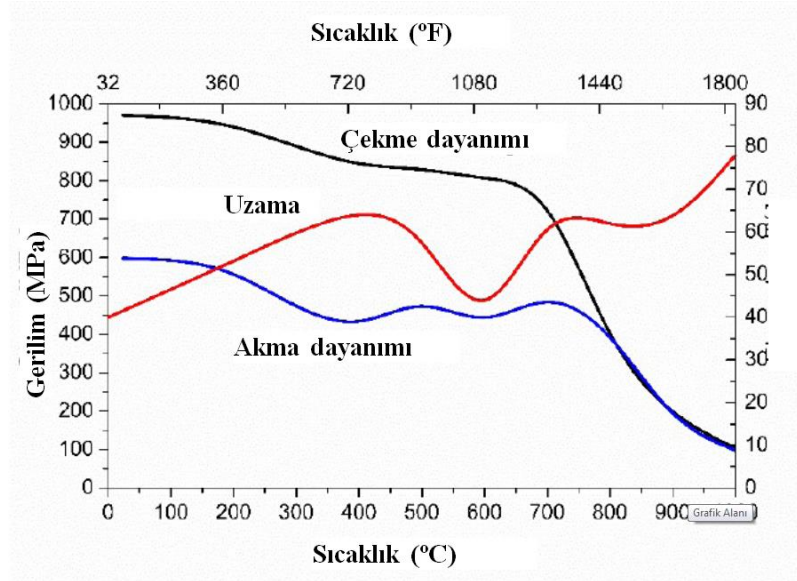


Şekil 9.31. 100 000 d/d'da farklı malzemeler için Türbin çarkı 1 ve Türbin çarkı 2'de oluşan maksimum gerinim

Türbin kanadının kök bölümünde oluşan maksimum gerinim ve gerilmelerin, malzemenin akma gerilimini aşmaması gerekir. Şekil 9.30 ve Şekil 9.31'deki grafik incelendiğinde, Inconel 625, Inconel 718 ve Rene'95 den oluşan üç ayrı malzemenin

tamamında Türbin çarkı 1’de oluşan gerilim ve gerinimin Türbin çarkı 2’den daha düşük olduğu görülür.

Türbin çarkı yaklaşık 750 °C de çalışacağına göre her malzemenin bu sıcaklık değerlerindeki malzeme akma değerleriyle kıyaslanmasının doğru bir yaklaşım olacağı aşikârdır.

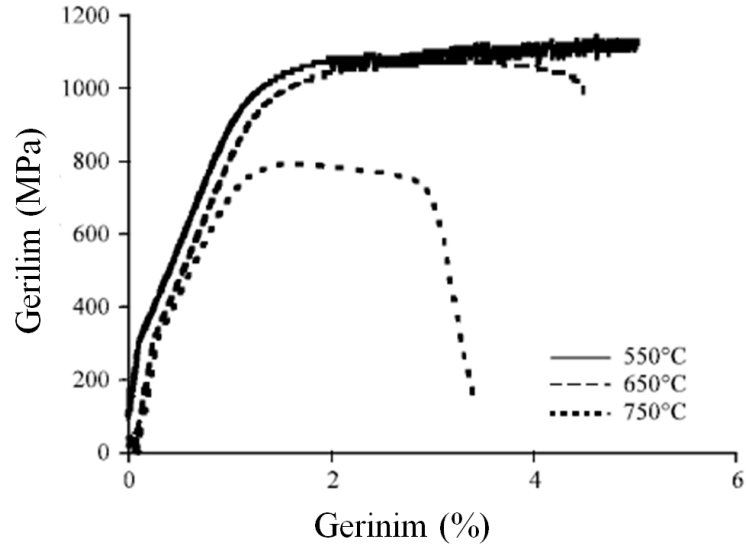


Şekil 9.32. Inconel 625 süper alaşım malzemesinin değişik sıcaklıklarda gerilim değerleri (Mauro vd., 2019)

Çizelge 9.4. Değişik sıcaklıklarda Inconel 625’in mekanik özellikleri (Mauro vd., 2019)

Sıcaklık (°C)	Akma Mukavemeti (MPa)	Çekme Mukavemeti (MPa)	Uzama Miktarı (%)
23	598	971	40
200	556	940	53
400	434	845	67
500	473	829	61
600	444	807	34
700	484	722	67
800	392	403	61
900	195	199	61
1000	98	104	78

Şekil 9.32 ve Çizelge 9.4'e göre 700 °C'deki Inconel 625'in akma dayanım değerini 484 MPa olduğu görülmektedir. Inconel 625 Süper alaşım malzemesinin Türbin çarkı 1' deki 697.73 MPa ve Türbin çarkı 2' deki 711.87 MPa maksimum gerilim değerleri (Şekil 9.30) bu akma dayanım değerini aşmaktadır. Bu analiz sonuçları Inconel 625'in türbin çarkı malzemesi olarak kullanılmasının mümkün olmadığını göstermektedir.



Şekil 9.33. Inconel 718 süper alaşım malzemesinin değişik sıcaklıklarda Gerilim/Gerilim grafiği (Bapokutty vd., 2012)

Çizelge 9.5 Değişik sıcaklıklarda Inconel 718'in mekanik özellikleri (Bapokuttyet vd.,2012)

Sıcaklık (°C)	Akma Mukavemeti (MPa)	Çekme Mukavemeti (MPa)	Uzama Miktarı (%)
550	999	1140	5.1
650	970	1060	4.4
750	767	783	3.5

Şekil 9.33 ve Çizelge 9.5'e göre, 750 °C'deki Inconel 718'in akma dayanım değerini 767 MPa olduğu görülmektedir. Inconel 718'in Türbin çarkı 1'deki 649.26 MPa ve Türbin çarkı 2'deki 662.42 MPa maksimum gerilim değerleri (Şekil 9.30) bu akma dayanım

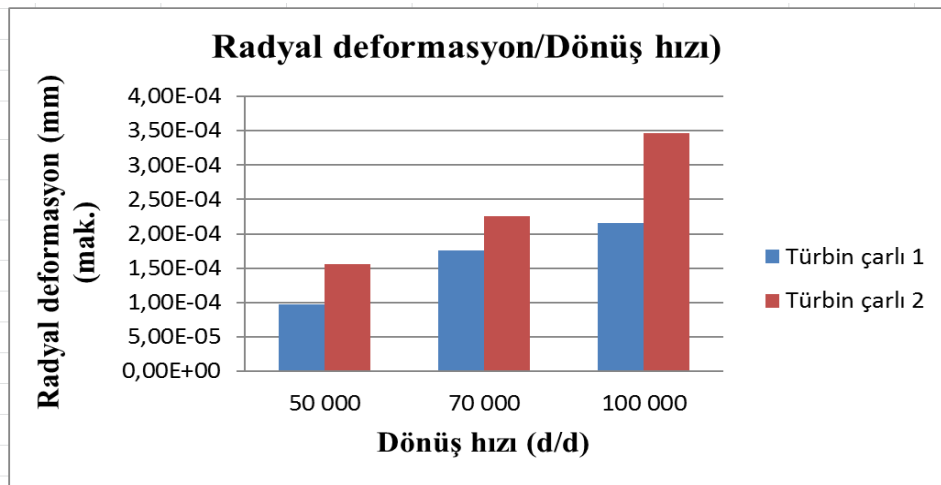
değerinin altında kalmaktadır. Bu analiz sonuçları Inconel 718'in hem Türbin çarkı 1'de hemde Türbin çarkı 2'de çark malzemesi olarak kullanılmasının uygun olacağını göstermektedir.

Çizelge 9.6. Değişik sıcaklıklarda Rene 95'in mekanik özellikleri (Devis., 2001)

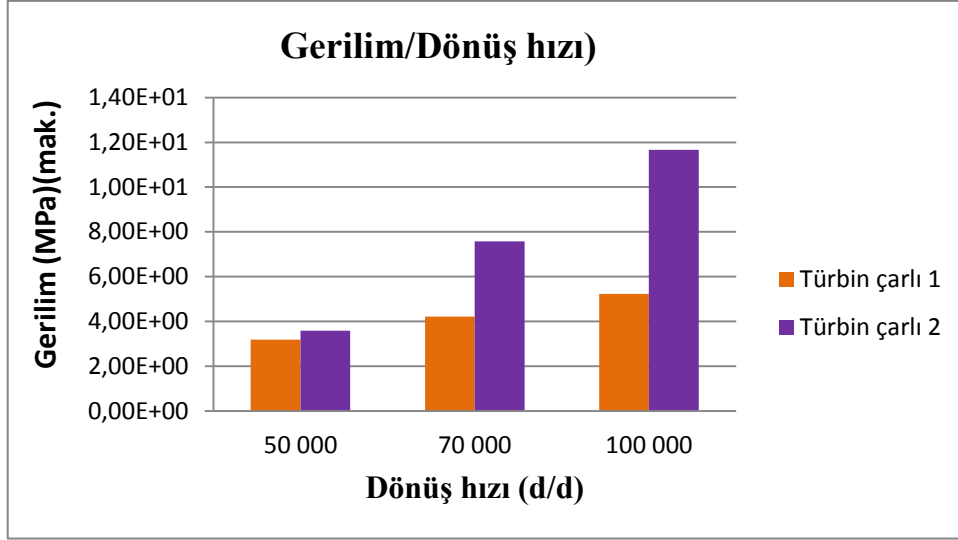
Sıcaklık (°C)	Akma Mukavemeti (MPa)	Çekme Mukavemeti (MPa)	Uzama Miktarı (%)
21	1171	1592	14
204	1137	1481	9
427	1109	1557	12
537	1075	1551	14
649	1027	1433	14
760	951	1158	10

Çizelge 9.6'da, 760°C deki Rene 95 in akma dayanım değerinin 951 MPa olduğu görülmektedir. Rene 95'in Türbin çarkı 1' deki 681.82 MPa ve Türbin çarkı 2' deki 695.64 MPa maksimumu gerilim değerleri (Şekil 9.30) bu akma dayanım değerinin altında kalmaktadır. Bu analiz sonuçları Rene 95'in hem Türbin çarkı 1'de hem de Türbin çarkı 2'de çark malzemesi olarak kullanılması uygun olacağını göstermektedir.

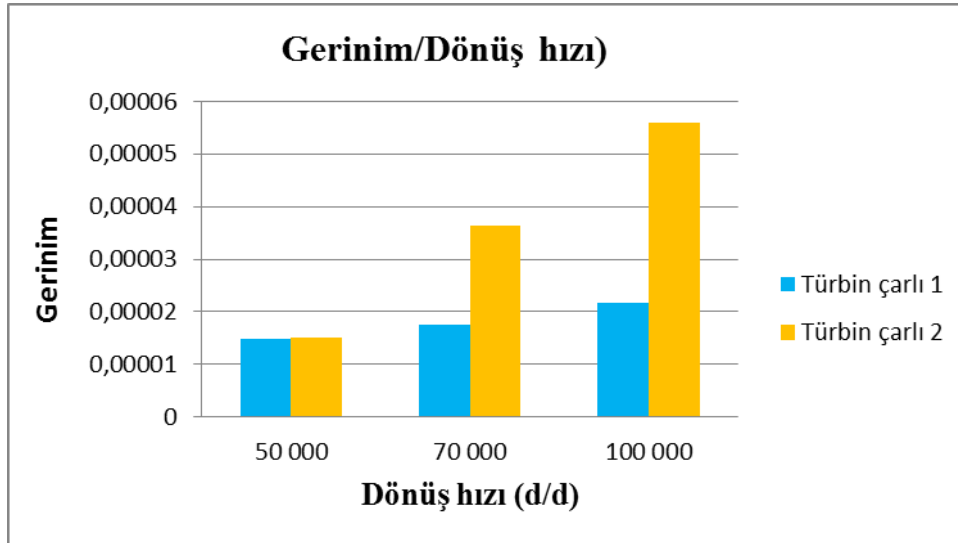
Farklı dönüş hızlarında türbin çark kanatlarında gaz etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim grafikleri Şekil 9.34, Şekil 9.35, ve Şekil 9.36'de gösterilmiştir.



Şekil 9.34. Değişik dönüş hızlarında Türbin çarklarında oluşan maksimum radyal deformasyon



Şekil 9.35. Değişik dönüş hızlarında Türbin çarklarında oluşan maksimum gerilim



Şekil 9.36. Değişik dönüş hızlarında Türbin çarklarında oluşan maksimum gerinim

Türbin çarkı 1 ve Türbin çarkı 2'nin kanatlarında akışkan gaz etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim miktarları, türbin çarkı dönüş hızındaki artış ile birlikte, 100.000 d/d' maksimum değerine ulaşıldığı ve buna ilave olarak her dönüş hızı için Türbin çarkı 1'de oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinimin Türbin çarkı 2'den daha düşük olduğu Şekil 9.34, Şekil 9.35 ve Şekil 9.36'deki grafiklerde görülmektedir.

10. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada, tasarım verilerinin yokluğundan dolayı temel türbin çarkına ait üç boyutlu katı modelini oluşturmak amacıyla tersine mühendislik tekniği kullanılıp üç boyutlu katı modeli oluşturulan türbin çarkının temel ölçüleri sabit tutularak farklı kanat giriş ve çıkış açılarında sahip yeni türbin çarkı katı modeli oluşturulmuştur (Türbin çarkı 1 ve Türbin çarkı 2). Amaca uygunluğunun analiz edilerek belirlenmesi için Inconel 625, Inconel 718 ve Rene 95 süper alaşım malzemeleri türbin çark malzemeleri olarak seçilmiştir. ANSYS 18 Sonlu Elemanlar Analiz modülü vasıtasıyla iki farklı kanat profiline sahip türbin çarklarının analiz modeli oluşturulmuştur. Türbin çarklarının 50000 d/d, 70000 d/d ve 100000 d/d'lık dönme hızlarında santrifüj ve türbin çarkı kanat yüzeyine çarpan gazın uyguladığı kuvvet etkisiyle kanatlarda oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinimlerini belirlemek için analizler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, çark kanadında oluşan radyal deformasyonlar ve çark kanat yüzeyi üzerindeki mekanik gerilmeler, gerinimleri gösterir şekilde yüzey haritaları şeklinde sunulmuştur.

Yapılan çalışmasında elde edilen analiz verileri ve bu verilere dayalı öneriler aşağıya çıkarılmıştır.

Santrifüj kuvvet etkisi ile:

- Kanat profilinden bağımsız olarak radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dönüş hızına bağlı olarak logaritmik artmakta ve 100000 d/d'da maksimum değerlerine ulaşmaktadır. Bu nedenle yüksek hızlı türbin çarkı için malzeme seçimine çok özen gösterilmelidir.

-Maksimum gerilim değeri en fazla Inconel 625'de (711.87 MPa), sonra Rene 95'de (695.64 MPa) ve en az ise Inconel 718'de (662.42 MPa) oluşmuştur. Belirli sıcaklık ve hızda çeşitli yükler altında Türbin çark'ında karşılaşılan maksimum gerilim seviyesi, Inconel 625 ve Rene 95 'e kıyasla Inconel 718 için daha iyidir.

- Kanat profilinden bağımsız olarak türbin çarkında 50 000 d/d, 70 000 d/d dönüş hızlarında oluşan gerilmelerin, Inconel 625, Inconel 718 ve Rene 95'in her biri için güvenli olduğunu gösteren akma dayanımından daha az, 100000 d/d dönüş hızında Inconel 625'deki gerilmeler güvenlik sınırı olan akma değerinin oldukça üzerine çıkarak yapısal

yüklere dayanma kabiliyetine göre istenen performansı gösteremeyerek bu tasarım için türbin çarkı malzemesi olarak kullanıma uygun olmadığı görülmüştür.

- Çalışma konusu olan kanatçık geometrik farklılığın kanatçıklara gerilim olarak yansımaları tasarımda birinci öncelik olarak ele alındığında Türbin çarkı 1 kanatçık profilinin daha iyi seçim olacağı sonucuna varılmıştır.

- Türbin çarkı kanatlarının kökünde maksimum gerilim ve gerinim, kanat köklerinden kanat uçlarına doğru azalarak uzanan ve kanat ucunda minimum olan gerilim ve gerinim, üç farklı yapı malzemesi, yani Inconel 625, Inconel 718 ve Rene 95 için gözlenmiştir. Elde edilen bu bulgular ışığında, kanatların türbin diskiyle kesiştiği noktalarda oluşan maksimum gerilmelere karşı direncini arttırmak için türbin çarkı tasarımda iyileştirmeler yapıp yapılmamasının gerekliliği hakkında fikir verir.

- Radyal uzamalar türbin çarkının kanat ucunda maksimum, kanat köküne doğru azalarak kanat kökünde minimum değerdedir. Maksimum radyal deformasyon değeri en fazla Inconel 625'de (0.04621 mm), daha sonra Rene 95'de (0.04469 mm) ve en az ise Inconel 718'de (0.04357 mm) meydana gelmektedir. Analiz sonunda elde edilen bu değerlerin tasarım girdileri bakımından malzemelerin birbirleri ile kıyaslama imkânı sunmasına, Türbin çark kanadının uç kısmında oluşan uzamanın güvenli sınır içinde kalınmasını sağlamada ve bunlara ilave olarak gaz türbinin verimi ile doğrudan ilgili olan kanat uç boşluğu tasarımında önemli bir veri girişi sağlar.

- Çalışma konusu olan kanatçık geometrik farklılığın kanatçıklara radyal deformasyon olarak yansımaları tasarımda birinci öncelik olarak ele alındığında Türbin çarkı 2 kanatçık profilinin daha iyi seçim olacaktır.

Akışkan gaz kuvveti etkisi ile:

- Gaz etkisi ile oluşan radyal deformasyon, gerilim ve gerinim dönüş hızına bağlı olarak artmaktadır.

- Gaz etkisi ile Türbin çarkı kanat profilinin ön hücum kenarında maksimum uzamalar, ön hücum kenarından arka kuyruk kenarına uzanan ve arka kuyruk kenarında minimum olan uzamalar gözlenmiştir.

- Gaz etkisi ile oluşan radyal deformasyon gerilim ve gerinim değerleri santrifuj kuvvet etkisi ile oluşan radyal deformasyon gerilim ve gerinim değerlerine göre oldukça küçüktür.

- Gaz etkisi ile Türbin çarkı kanadının basma yüzeyi orta kısmında maksimum gerilim ve gerinim ve Türbin çark kanadının orta alanından kenar çevreye doğru yayılarak azalan ve kanat uç kısmında ise minimum değerine ulaşan gerilme ve gerilim gözlenmiştir.

Tüm çalışmalar ve ulaşılan sonuçlar'a göre, 750 °C'nin altında sıcaklık değerlerinde Inconel 718 iyi bir yapısal kararlılık sergilemesine rağmen Inconel 718'in 750 °C'nin üstündeki sıcaklık değerlerinde ise mekanik özelliklerinde ani kötüleşme başlar. Rene'95 farklı sıcaklık ve yorulma yüklerine maruz kaldığında yapısal kararlılık özelliklerine sahip olup ayrıca yüksek sıcaklıklarda maksimum dayanıma sahiptir. Bu çalışmada seçilen yükler değerlendirildiğinde, Türbin çarkı için Inconel 625, Inconel 718 ve Rene'95 süperalaşım malzemeleri arasında uygunluk sırası Inconel 718, Rene'95 şeklinde olacağı sonucuna varılmıştır. 750 °C'den daha yüksek gaz türbinin yanma odası çıkış sıcaklıkları için çark malzemesi olarak Rene'95 seçilecekti.

Malzeme teknolojisinde gelişmelere paralel olarak yüksek verimlilik sağlamak, türbin giriş sıcaklığını artırmak için Türbin çark malzemesi olarak seramik, intermetaller kullanılabilir.

Elde edilen CAD, katı modeli, CAD/CAM entegrasyonu ile türbin üretiminde otomatik NC kodu almak için veya vakum altında hassas döküm için kullanılabilir. Bu çalışmada önerilen metodoloji, gaz türbinin diğer bileşenlerin geçerliliği, malzeme değerlendirmesini ve analizini içerecek ve bileşenler için daha iyi ve gelişmiş üretim metodolojileri geliştirecek şekilde genişletilebilir.

Türbin çarkı'nın Sonlu Elemanlar Analizinin sonuçları, çalışma koşullarında tasarımın optimizasyonunu ve yapısal özelliklerini eksiksiz sunabilir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Ainley, D.G., Mathieson, G.C.R., 1951, A Method of Performance Estimation for Axial Flow Turbines, British ARC, R&M 2974.
- Alven, D.A., 2004, Refractory and Precious Metal Based Superalloys, JOM, Vol.56, No.9, p.27.
- AMT Olympus HP Specifications, Advanced Micro Turbines, Netherlands, Sourced from <http://www.amtjets.com/OlympusHP.php>, erişim tarihi: 18.10.2019
- AMT Olympus HP Operating Manual. <http://www.amtjets.com/OlympusHP.php>, erişim tarihi: 18.10.2019
- Babu, C.V., Sitaram, N, Govardhan, M., 2002, Experimental investigation of tip clearance effects on flow field in an annular turbine rotor cascade, pp.424-431
- Backman, D.G., Williams, J.C., 1992, Advanced Materials for Aircraft Engine Applications, JSTOR, Vol.255, p.1082-1087.
- Badarinath, C., 1993, Development of Aero Gas Turbine Annular Combustor: An Overview, Combustion group, GTRE, Bangalore, p.14
- Bapokutty, O., Sajuri Z., Syarif J., 2012, Stress Relaxation Behavior of Heat Treatet Inconel 718, Journal of Applied Sciences, 12(9), p.870-875.
- Baskharone, E.A., 2006, Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines, p.600
- Boles, M.A., Çengel, Y.A., 2008, Thermodynamics an engineering approach, McGraw Hill Science., 5th ed., p.513
- Bose, S., 2007, High Temperature Coatings, Elsevier Inc, USA, p.304
- Boyce, M.P., 2002, Gas Turbine Engineering Handbook, Gulf Professional Publishing, 2nd ed., p.276-278, 377-379.
- Boyce, M.P., 2003, Centrifugal compressors a basic guide, PennWell corp., Tusla, p.10
- Boyce, M.P., 2006, Gas Turbine Engineering Handbook, Gulf Professional Publishing, Boston, 3rd ed., p.960
- Brandao, P., Infante, V., Deus, A.M., 2016, Thermo-mechanical modelling of a high pressure turbine blade of an airplane gas turbine engine, Proceedings of the 15th Portuguese Conference on Fracture, Paço de Arcos, Portugal.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Bringhenti, C., Barbosa, J.R., Carneiro, H.F.F.M., 2001, Variable Geometry Turbine Performance Maps for the Variable Geometry Gas Turbines, Proceedings of COBEM 2001, Energy and Thermal Systems, Vol. 4, TRB314, 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Brazil, 2001.
- Bringhenti, C., Barbosa, J.R., 2008, Effects of turbine tip clearance on gas turbine performance, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, 2008, Berlin, Germany, pp.1-7.
- Callister, W.D., 2007, Materials Science and Engineering : An introduction, John Wiley & Sons, Inc., 978-0-471-73696-7, p.832
- Carter, T.J., 2005, Common failures in gas turbine blade, Eng. Fail. Anal., 12, p.237-247, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2004.07.004>, erişim tarihi: 18.12.2019
- Chen, J., Gao, X., 2014, Review on the Fundamentals of Polymer Combustion and Flammability Characteristics for Hybrid Propulsion, Science and Education Publishing Co., <http://pubs.sciepub.com/jpbpc/2/4/4/>, erişim tarihi:14.07.2016.
- Chintala, G., Gudimetla, P., 2014, Optimum material evaluation for gas turbine using RE and FEA, Proceedings of the 12th Global Conference on Manufacturing and Management, Vellore, India
- Cohen, H., Roger, G., Saravanamuttoo, H., 1996, Gas turbine theory, Longman Group Limited, 4th ed., London, UK, p.442
- Coull, J.D., Clark, C.J., Vazquez, R., 2017, Turbine cascade endwall loss: inlet conditions and vorticity amplification, Proceedings of the 1st Global Power and Propulsion Forum GPPF 2017
- Craig, H.R.M., Cox, H.J.A., 1971, Performance Estimation of Axial Flow Turbines, Proc. Instn. Of Mech. Engrs, Vol.185, Section 32, p.407-424.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2004, Thermodynamics: an Engineering Approach McGraw-Hill Science/Engineering/Math, 5th ed., p.521-522.
- Dai, H., 2008, A Study of Solidification Structure Evolution during Investment Casting of Ni-based Superalloy for Aero-Engine Turbine Blades, Ph. D., Leicester, University of Leicester. 174 p.
- Dai, H.J. D'souza N., Dong H.B., 2011, Grain Selection in Spiral Selectors During Investment Casting of Single Crystal Turbine Blades: Part I. Experimental Investigation, The Minerals, Metals & Materials Society and ASM International, 10.1007/s11661-011-0760-6.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Das, N., 2010, Advances in Nickel-base Cast Superalloys, Transactions of The Indian Institute of Metals, Vol.63, No.2-3, April-June 2010, p.265-274
- Davis J.R.,2001, Nicel, Cobalt and Their Alloys, ASM International, p.217
- Deepanraj, B., Lawrence, P., Sankaranarayanan, G., 2011, Theoretical analysis of gas turbine blade by finite element method, Scientific World, Vol. 9, No 9, November 2011, p.29-33
- Denton, J.D., 1978, Throughflow Calculations for Transonic Axial Flow Turbines, ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 100, p.212-218.
- Denton, J.D., 1993, Loss Mechanisms in Turbo Machines, Asme J. Of Turbo Machinery, 115:621–656, 93-Gt-43
- Denton, J.D., 1994, Axial turbine aerodynamic design, Lecture note for an advanced course on Turbomachinery Aerodynamic, University of Cambridge, UK.
- Dixon, S.L., Hall, C.A., 2010, Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery, Elsevier Inc., 6th ed., Burlington, p.94-95.
- Dunham, J., Came, P.M., 1970, Improvement to the Ainley/Mathieson Method of Turbine Performance Prediction, ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 92, p.252-256.
- Dunn, J.J., 2007, On the nature of the flow in a separated annular diffuser, Master Thesis, B.S.A.E, University of Central Florida. 111p.
- Eliaz, N., Shemesh, G, Latanision, R.M., 2002, Hot Corrosion in Gas Turbine Components, Engineering Failure Analysis, Vol. 9, p.31-43.
- Fujikane, M., Setoyama, D., Nagao, S., Nowak, R., Yamanaka, S., 2007, Nanoindentation examination of yttria-stabilized zirconia (YSZ) crystal, Journal of Alloys and Compounds, Vol. 431, p.250-255.
- Geddes, B., Leon, H., Huang, X., 2010, Superalloys: Alloying and Performance, ASM International, 176 p.
- Gogia, A.K., 2005, High Temperature Titanium Alloys, Defence Science Journal, Vol. 55, No. 2, April 2005, p.149-173.
- Goldsmith, E.L., Seddon, J., 1993, Practical intake aerodynamic design, AIAA, Virginia, 434 p.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Griffin, R., Hill, V.C., 1989, Aircraft mission requirement and preliminary engine design, Jet Engines and Propulsion Systems for Engineers, ed. Fowler, T.W., GE Aircraft Engines.
- Gu, Y.F., Harada, H., Ro, Y., 2004, Chromium and Chromium-Based Alloys: Problems and Possibilities for High Temperature Service, JOM, Vol. 56, No. 9 (September 2004), p.28-33.
- Gurajrapu, N., Rao, V.N.B., Kumar, I.N.N., 2014, Selection of a suitable material and failure investigation on a turbine blade of marine gas turbine engine using Reverse Engineering and FEA Techniques, Int. J. u- and e- Service, Sci. Technol., 7(6), p.297-308.
- Gurrappa, I., Sambasiva, R.A., 2006, Thermal Barrier Coatings for Enhanced Efficiency of Gas Turbine Engines, Surface & Coatings Technology, Vol. 201, p.3016-3029.
- Harvey, N.W., 2004, Aerothermal implications of shroudless and shrouded blades. In Turbine Blade Tip Design and Tip Clearance Treatment, VKI Lecture Series 2004-02, VKI.
- Heilmeier, M., Krüger, M., Saage, H., Rösler, J., 2009, Metallic Materials for Structural Applications Beyond Nickel-based Superalloys, JOM, Vol. 61, No. 7, ISSN 1047-4838, p.61-67.
- Hejwowski, T., Weronki, A., 2002, The effect of thermal barrier coatings on diesel engine performance, Vacuum, 65, p.427-432.
- HermanSon, K.S., Thole, K.A, 2000, The effect of Mach number on secondary flow characteristics, p.179-196.
- Heywood, J., 1988, Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill Science, Boston, 960 p.
- Hill, P., Peterson, C., 1992, Mechanics and thermodynamics of propulsion, 2nd ed., Addison-Wesley Publishing Company Inc, p.146, 189, 281
- Hou, J., Wicks, B.J., Antoniou, R.A., 2002, An investigation of fatigue failures of turbine blades in a gas turbine engine by mechanical analysis, Eng. Fail. Anal., Vol. 9, p.201-211, [https://doi.org/10.1016/S1350-6307\(01\)00005-X](https://doi.org/10.1016/S1350-6307(01)00005-X), erişim tarihi:13.9.2019
- Hourmouziadis, J., Albrecht, G., 1987, An Integrated Aero/Mechanical Performance Approach to High Technology Turbine Design, AGARD-CP-421, Advanced Technology for Aero Gas Turbine Components, Paper 11.
- India Defence, 2009, <http://www.india-defence.com/>, erişim tarihi:14.07.2016.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Jesus, G. S., Barbosa, J. R., Ramsden, K.W., 2007, A Comparison of Loss Models Using Different Radial Distribution of Loss in an Axial Turbine Streamline Curvature Program, Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, Montreal, Canada, GT2007-27641.
- Jovanovic, T.M., Miskovic, Z., Lukic, B., 1998, Microstructure and Stress Rupture Life of Polycrystal, Directionally Solidified, and Single Crystal Castings of Nickel-Based IN 939 Superalloy, Department of Materials Science, Institute of Nuclear Sciences Vinca, 11001 Belgrade, Yugoslavia.
- Kacker, S.C., Okapuu, U., 1981, A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency, ASME 81-GT-58.
- Kamps, T., 1999, Model jet engine, The modeller's World, Traplet Publications, Worcestershire, UK, 98 p.
- Kawasaki, K., Yeh, A., Yokokawa, T., Kobayashi, T., Koizumi, Y., Harada, H., 2012, Development of an Oxidation-Resistant High-Strength Sixth Generation Single-Crystal Superalloy TMS 238, International Symposium on Superalloys, p.189-195.
- Kerrebrock, M.J., 1996, Aircraft engines and gas turbines, The MIT Press, 2nd ed., Cambridge, Massachusetts, p.73-93
- Khawaja, H., Moatamedi, M., 2014, Selection of high performance alloy for gas turbine blade using multiphysics analysis, Int. J. Multiphysics, Volume, 8(1), p.91-100, <http://dx.doi.org/10.1260/1750-9548.8.1.91>, erişim tarihi:12.8.2018
- Kim, K.M., Yun, N., Jeon, Y.H., 2010, Conjugated heat transfer and temperature distributions in a gas turbine combustion liner under base-load operation, J. Mech. Sci. Technol., 24 (9), p.1939-1946, <https://doi.org/10.1007/s12206-010-0625-8>, erişim tarihi:10.10.2019
- Krishnababu, S.K., Newton, P.J., Dawes, W.N, Lock, G.D, Hodson, H.P, Hannis, J, Whitney, C., 2007, Aero-Thermal Investigation of Tip Leakage Flow in Axial Flow Turbines, Part I – Effect of Tip Geometry and Tip Clearance Gap, Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, May 14-17, Montreal, Canada, GT2007-27954.
- Kumar, G.M., Rose, J.B.R., 2015, Comparative analysis of advanced gas turbine blade materials used in aircraft application, Int. J. Innov. Res. Technol. Sci. Eng., 1(4), p.34-43.
- Kumar, R.R., Pandey, K.M., 2016, “Static structural analysis of gas turbine blade”, J. Basic Appl. Eng. Res., 3(3), 276-281, <https://doi.org/10.1088/1757-899X/225/1/012102>, erişim tarihi:7.6.2018

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Kumphert, J., Peters, M., Keysser, W.A., 1998, The Potential of Advanced Materials on Structural design of Future Aircraft engines, Proceedings of RTO AVT Symposium on “Design, Principles and Methods for Aircraft gas Turbine engines”, Toulouse, France.
- Lagneborg, R., 1973, Bypassing of dislocations past particles by a climb mechanism, Scripta Metallurgica, Vol. 7, p.605-613.
- Lakshminarayana, B., 1996, Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery, John Wiley & Sons, Inc., 809 p.
- Lasalmanie, A., 2006, “Intermetallics: Why is it so Difficult to Introduce them in Gas Turbine Engines?”, Intermetallics, Vol. 14, No.10-11 (October 2006), p.1123-1129,
- Lefebvre, H.A., Ballal, D.R., 2010, Gas turbine combustion alternative fuels and emissions, CRP press., 3rd ed., New York, p.9-18.
- Leonard, O., Thomas, J.P., Borguet, S., 2009, The years of experience with a small jet engine as a support for education, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 131, Science and Education Publishing Co. doi: 10.1115/1.2967487,2009.01
- Lewis, K.L., Backström, T.W., 1991, The experimental optimization of an annular dump diffuser, SAIMEchE R&D Journal, Vol. 7, No. 2, p.7-15.
- Leyans, C., Peters, M., 2003, Titanium and Titanium Alloys: Fundamentals and Applications, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co, 532 p.
- Leyens, C., Schulz, U., Pint, B.A., Wright I.G., 1999, Influence of electron beam physical vapor deposited thermal barrier coating microstructure on thermal barrier coating system performance under cyclic oxidation conditions, Surface and Coatings Technology, 120–121, p.68-76.
- Ma, D., 2018, Novel casting processes for single-crystal turbine blades of superalloys, Frontiers of Mechanical Engineering, 2018, 13(1): 3–16, <https://doi.org/10.1007/s11465-018-0475-0>, erişim tarihi: 13.11.2018
- MacIsaac, B., Langton R., 2011, Gas Turbine Propulsion Systems, John Wiley & Sons Ltd. Publications, 13 p.
- Madhu, P., 2016, “Stress analysis and life estimation of gas turbine blisk for different materials of a jet engine”, Int. J. Sci. Res., 5(6), p.1103-1107, <http://dx.doi.org/10.21275/v5i6.NOV164440>, erişim tarihi: 2.10.2018
- Matsumoto, M., 2007, Development of Plasma-Sprayed Thermal Barrier Coatings with Low Thermal Conductivity and High Oxidation Resistance, Journal of the Ceramic Society of Japan, 115, p.118-123.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Mattingly, J.D., 1996, Elements of gas turbine performance, McGraw-Hill Inc., 944p.
- Mattingly, J.D., Heiser, W.H., Daley, D.H., 1987, Aircraft Engine Design, AIAA Education Series, New York, 582 p.
- Mattingly, J.D., Heiser, W.H., David T.P., 2002, Aircraft Engine Design, AIAA, Virginia, p.7.
- Mattingly, J.D., Ohain, H., 2006, Elements of propulsion gas turbines and rockets, AIAA, Virginia, p.686-687.
- Mauro M. de Oliveira., Antônio A. Couto ., Gisele F. C. Almeida ., Danieli A. P. Reis., Nelson B. de Lima., R.Baldan., 2019, Mechanical Behavior of Inconel 625 Elevated Temperatures, Metals, 9(3), p.301
- Mazarbhuiya, H.M.S.M., Pandey, K.M., 2017, Steady state analysis of high pressure gas turbine blade using finite element analysis, Mater. Sci. Eng. IOP Conference Series, 225(1), 012113, <https://doi.org/10.1088/1757-899X/225/1/012113>, erişim tarihi: 3.3.2018
- Mazur, Z., Luna-Ramirez, A., Islas, J.A., 2005, Failure analysis of a gas turbine blade made up of Inconel 738LC alloy, Eng. Fail. Anal., Vol. 12, p.474-486, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2004.10.002>, erişim tarihi:8.9.2018
- Mohd, S., Parth, M., Ashhad, I., 2019, Analysis and structural design of various turbine blades under variable conditions: A review, Advances in Materials Research, Vol. 8, No. 1, p.11-24, DOI: <https://doi.org/10.12989/amr.2019.8.1.011>, erişim tarihi:3.7.2019
- Moore, J., Tilton, J. S., 1988, Tip leakage flow in a linear turbine cascade, Journal of Turbomachinery. 110 (1): p.18-26
- Moran, M.J., Shapiro, H.N., 1988, Fundamentals of engineering thermodynamics, John Wiley & Sons Inc., p.820
- Morden, D.B., 1989, Engine/Airframe Performance Matching, Aircraft propulsion systems technology and design, G.C. Oates (Ed.), AIAA, ISBN (print): 978-0-930403-24-9, p.167,237.
- Moustapha, H., Zelesky, M.F., Baines, N.C., Japikse, D., 2003, Axial and Radial Turbines, Edward Brothers Inc., Vermont, p.358
- MTU Germany, 2016, <http://www.mtu.de>, erişim tarihi:14.07.2016.
- Nageswara, R.M., 2011, Materials for Gas Turbines–An Overview, Advances in Gas Turbine Technology, Dr. Ernesto Benini (Ed.), p.293-311, InTech,

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

<http://www.intechopen.com/books/advances-in-gas-turbine-technology/materials-for-gas-turbines-an-overview>. erişim tarihi:11.07.2016

Nakagawa, Y., 2004, Aero-Engine Business and Material Technologies in Japan, Superalloys, Champion, TMS, p.10

Naslain, R., 2004, Design, preparation and properties of non-oxide CMCs for application in engines and nuclear reactors: an overview, Composites Science and Technology, Vol. 64, p.155-170

Oates, G.C., 1989, Aircraft propulsion systems technology and design, AIAA, Virginia, p.306

Oates, G.C., 1985, Aerothermodynamic of aircraft engine components, AIAA Education Series, p.551

Öztürk, E., 1997, Türbin Motorların Aerotermodinamiği ve Mekaniki Esaslar ve Uygulamalar, Birsen Yayınevi, s.155-161.

Palmer, D.E., 2014, Stress Ratio Effects in Fatigue of Lost Foam Cast Aluminum Alloy 356, Theses and Dissertations, 172 p.

Portinha, A., Teixeira, V., Carneiro, J., Martins, J., Costa, M.F., Vassen, R., Stoeber, D., 2005, Characterization of thermal barrier coatings with a gradient in porosity, Surface & Coatings Technology, 195, p.245-251

Poursaeidi, E., Aienravaie, M., Mohammadi, M.R., 2008, Failure analysis of second stage blade in a gas turbine engine, Eng. Fail. Anal., Vol. 15, p.1111-1129, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2007.11.020>, erişim tarihi:02.7.2018

Rabiei, A., Evans, A.G., 2000, Failure mechanisms associated with the thermally grown oxide in plasma-sprayed thermal barrier coatings, Acta Materiala, 48, p.3963-3976.

Rani, S., Agrawal, A.K., Rastogi, V., 2017, Failure analysis of a first stage IN738 gas turbine blade tip cracking in a thermal power plant, Case Studies in Eng. Fail. Anal., 8, 1-10, <https://doi.org/10.1016/j.csefa.2016.11.002>, erişim tarihi:17.8.2019

Ravindra, K., Raju, P.V.D., 2017, Modelling and analysis of gas turbine rotor blade, International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), 4(12), p.141-146.

Reddy, D.P., Reddy, K.S., 2017, “Structural and Thermal Analysis of Gas Turbine Blade with Different Alloy Materials”, International Journal of Research, Vol. 4, Issue 1, January 2017, p.1134-1143.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Reed, C.R., 2006, The Superalloys: Fundamentals and Applications, Cambridge University Press, p.372
- Reyhani, M.R., Alizadeh, M., Fathi, A., Khaledi, H., 2013, Turbine blade temperature calculation and life estimation- a sensitive analysis, Propulsion and Power Research, 2(2), p.148-161, <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2013.04.004>, erişim tarihi:14.6.2018
- Richerson, D.W., 2006, Historical review of addressing the challenges of use of ceramic components in gas turbines, Proceedings of 2006 ASME 51st Turbo Expo, Barcelona,
- Rolls-Royce., 4th ed., 1986, The Jet Engine, The Technical Publications Department, Derby, England, 278 p.
- Rolls-Royce., 5th ed., 1996, The jet engine, The Technical Publications Department, Derby, England, 288 p.
- SAE., 2014, Aircraft propulsion system performance station designation and nomenclature, in aerospace recommended practice AS 755D. p.24
- Saravanamuttoo, H., Roger, G., Cohen, H., 2001, Gas turbine theory, Pearson Education Limited, 5th ed., Harlow, UK, p.154-155.
- Saravanamuttoo, H., Roger, G., Cohen, H., Straznicky, P., 2008, Gas turbine theory, Pearson Education Limited, 6th ed., Essex, UK, 608 p.
- Schabowsky, Z., Hodson, H., 2007, The Reduction of Over Tip Leakage Loss in Unshrouded Axial Turbines Using Winglets and Squealers, Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, Montreal, Canada, GT2007-27623.
- Schilke, P.W., 2004, Advanced Gas Turbine Materials and Coatings, https://www.academia.edu/4074242/Advanced_Gas_Turbine_Materials_and_Coatings, 25 p. erişim tarihi:14.6.2020
- Seddon, J., Goldsmith, E., 1985, Intake Aerodynamics, John Wiley & Sons Ltd. Publications, 442 p.
- Serope, K., Steven, R.S., 2003, Manufacturing Processes for Engineering Materials, Prentice Hall Inc., 976 p.
- Stolle, R., 2004, Conventional and advanced coating for turbine airfoils, MTU Aero Engines Publications, https://www.academia.edu/7789702/Conventional_and_advanced_coatings_for_turbine_airfoils, 10 p, erişim tarihi:06.06.2018
- The Naval Database Project, 2009, <http://www.naval-database/>, erişim tarihi:14.07.2016

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- TURBOMECA., 1993, Gas Turbine Engines , p.1-2, 12
- Ujade, G.D., Bhambere, M.B., 2014, Review of structural and thermal analysis of gas turbine, International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, 3(2), p.347-352.
- Umamaheswararao, L., Mallikarjunarao, K., 2014, Design and analysis of a gas turbine blade by using FEM, International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology (IJLTET), Vol. 4, Issue 4, November 2014, p.19-24.
- Vattre, A., 2009, Strength of Single Crystal Superalloys: From Dislocation Mechanism to Continuum Micromechanics, Mines Paris-ParisTech. 213p.
- Vorberg, S., Wenderoth, M., Fischer, B., Glatzel, U., Völkl, R., 2004, Pt-Al-Cr-Ni Superalloys:Heat Treatment and Microstructure, JOM, Vol.56, No.9, p.40-43.
- Walsh, P.P., Fletcher, P., 2004, Gas turbine performance, Blackwell Science Ltd, 2nd ed., 657 p.
- Wei, N., 2000, Significance of loss Models in Aerothermodynamic Simulation for Axial Turbines. Doctoral Thesis, Department of Energy Technology, Division of Heat and Power Technology, Royal Institute of Technology, 128p.
- Yamabe-Mittarai, Y., 2004, Platinum-Group-Metals-Based Intermetallics as High-Temperature Structural Materials, JOM, Vol.56, No.9, p.34-39.
- Zietara, M., 2011, Microstructure Stability of Second and Fourth Generation Single Crystal Nickel-Base Superalloys During High Temperature Creep Deformation”, Kraków. Materials Transactions, Vol. 52, No. 3 (2011) pp.336-339
- Zucrow, M.J., Hoffman, J.D., 1976, Gas Dynamics Volume 1, John Wiley & Sons Ltd. Publications, 772 p.