



GAZ TÜRBİNİ KANATÇIKLARININ HİDRODİNAMİK ANALİZİ

Emre YILDIRIM

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARALIK 2022

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Emre YILDIRIM

16/12/2022

GAZ TÜRBİNİ KANATÇIKLARININ HİDRODİNAMİK ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)

Emre YILDIRIM

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2022

ÖZET

Gaz türbini kanatçıklarının tasarımı, türbin performansını belirleyen en önemli unsurlardan biridir. Türbin kanatçıklarının tasarımı çok disiplinli bir tasarım sürecidir. Bu çalışmada, türbin kademesinin ön tasarım ölçülerini belirlemek için orta çizgi akış tasarımı yöntemi kullanılarak bir aerotermodinamik analiz modeli geliştirilmiştir. Türbin kademesindeki kayıplar Soderberg korelasyonu ile tahmin edilmiştir. Rotor kanatçıklarının optimizasyonunda türbin kademesine ait verim, güç, tork, kademe yükleme katsayısı, akış katsayısı, reaksiyon derecesi ve Mach sayısı dikkate alınmıştır. Stator kanatçığının çıkış açısı, kanatçıkların eksenel kord uzunluğu ve kanatçıklar arasındaki mesafe gibi geometrik parametrelerin yanı sıra kütleli debi ve türbin dönüş hızı gibi çalışma parametrelerinin türbin performansı üzerindeki etkileri belirlenmiştir. Geliştirilen modelde, iki boyutlu kanatçık profilleri kamber eğrisi kalınlık dağılımı ve on bir parametre yöntemleri kullanılarak elde edilmiştir. Kanatçıkların uç ve dip profilleri serbest girdap teorisi ile hesaplanan açılar doğrultusunda oluşturulmuştur. Dip, orta ve uç kısımdaki kanatçık profilleri birleştirilerek üç boyutlu kanatçık modelleri çizilmiştir. Kanatçık profilleri üç boyutlu, viskoz ve türbülanslı akış şartlarında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile analiz edilmiştir. Rotor kanatçığının teğetsel kord uzunluğu, ön kenar kalınlığı ve ön kenar profili yapısının, Mach sayısı, basınç, hız ve sıcaklık üzerine etkileri incelenmiştir. Tasarlanan on beş farklı kanatçık modelinin HAD analizi ile tespit edilen sonuçlar, orta çizgi akışı analiz modeli ile hesaplanan performans değerlerine oldukça yakın çıkmıştır. Ön tasarım aşamasında orta çizgi akışı tasarımı yapılmasının tasarım hızı ve doğruluğu açısından avantajlı olduğu görülmüştür.

Bilim Kodu : 93003

Anahtar Kelimeler : Gaz türbini, eksenel türbin kademesi, kanatçık profili, HAD analizi, gaz dinamiği

Sayfa Adedi : 156

Danışman : Prof. Dr. Halit KARABULUT

HYDRODYNAMIC ANALYSIS OF GAS TURBINE BLADE

(M. Sc. Thesis)

Emre YILDIRIM

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2022

ABSTRACT

The design of gas turbine blades is one of the most important factors determining turbine performance. The design of turbine blades is a multidisciplinary design process. In this study, an aerothermodynamic analysis model was developed using the meanline flow design method to determine the preliminary design dimensions of the turbine stage. The losses in the turbine stage were estimated by the Soderberg correlation. In the optimization of rotor blades, efficiency, power, torque, stage loading coefficient, flow coefficient, reaction degree and Mach number of the turbine stage were taken into consideration. In addition to geometric parameters such as the outlet angle of the stator blade, the axial cord length of the blades and the distance between the blades, the effects of operating parameters such as mass flow and turbine rotation speed on turbine performance were determined. In the developed model, two-dimensional blade profiles are obtained using camber line thickness distribution and eleven parameters methods. The tip and bottom profiles of the blades are formed in accordance with the angles calculated by the free vortex theory. Three-dimensional blade models were created by combining the blade profiles at the bottom, middle and tip. The blade profiles were analyzed by Computational Fluid Dynamics in three-dimensional, viscous and turbulent flow conditions. The effects of tangential cord length, leading edge thickness and leading edge profile structure of the rotor blade on Mach number, pressure, velocity and temperature were investigated. The results determined by CFD analysis of the fifteen different blade models designed were quite close to the performance values calculated by the meanline flow analysis model. It has been seen that meanline flow design in the preliminary design phase is advantageous in terms of design speed and accuracy.

Science Code : 93003

Key Words : Gas turbine, axial turbine stage, blade profile, CFD analysis, gas dynamics

Page Number : 156

Supervisor : Prof. Dr. Halit KARABULUT

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesi sürecinde akademik desteğini esirgemeyen danışmanım Prof. Dr. Halit KARABULUT'a, bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan, çalışmama yön veren ve önemli katkılar sağlayan Arş. Gör. Dr. Onur ÖZDEMİR'e, mesai arkadaşlarım ve sayın hocalarım Arş. Gör. Regaip MENKÜÇ ve Arş. Gör. L. Kasım UYSAL'a tüm samimiyetim ile teşekkür etmeyi borç bilirim. Zor ve stresli zamanlarımda bana manevi olarak destek olan aileme, nişanlıma ve yakın arkadaşlarıma da sağladıkları motivasyon için teşekkür ediyorum.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR	xvii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	3
3. GAZ TÜRBİNLERİ.....	15
3.1. Gaz Türbinlerinin Temel Kısımları	15
3.1.1. Kompresör.....	15
3.1.2. Yanma odası	17
3.1.3. Türbin	20
3.2. Gaz Türbini Çeşitleri	22
3.2.1. Turbojet.....	23
3.2.2. Turboşaft	23
3.2.3. Turboprop.....	24
3.2.4. Turbofan.....	25
3.3. Gaz Türbini Kanatçıklarının Soğutulması.....	26
3.4. Gaz Türbinlerinin Aerotermodinamik Analizi.....	27
3.4.1. Brayton çevrimi	27

	Sayfa
3.4.2. Hız üçgenleri	30
3.4.3. Mach sayısı	33
3.4.4. Ses hızı	34
3.4.5. Gaz türbini kademesinde sıkıştırılabilir akış teorisi	36
3.4.6. Türbin kademesinde meydana gelen kayıplar	39
3.4.7. Gaz türbinlerinde radyal denge teorisi	43
3.4.8. Serbest girdap teorisi (Free vortex theory)	47
3.4.9. Optimum kanatçık sayısının belirlenmesi	51
3.4.10. Gaz türbini performansı ile ilgili boyutsuz sayılar	54
4. KANATÇIK PROFİLLERİNİN ELDE EDİLMESİ	57
4.1. Bir Boyutlu Orta Çizgi Akış Analizi	58
4.2. İki Boyutlu Kanatçık Profili Oluşturma Yöntemleri	69
4.2.1. Kamber eğrisi – kalınlık dağılımı yöntemi (KKD)	70
4.2.2. On bir parametre yöntemi ile kanatçık profilinin elde edilmesi (OBP) ..	84
4.2.3. Joukowski transformasyonu ile kanatçık profilinin elde edilmesi	96
4.3. Üç Boyutlu Kanatçık Modelinin Oluşturulması	103
4.4. HAD Analizi.....	104
5. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME	115
5.1. Bir Boyutlu Orta Çizgi Akış Analizi Sonuçları	115
5.2. İki Boyutlu Kanatçık Profilleri.....	125
5.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi Sonuçları.....	130
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	143
KAYNAKLAR.....	147
EKLER	153

Sayfa

EK-1. Kanatçık nokta koordinatları.....	154
ÖZGEÇMİŞ.....	155



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Orta çizgi akışı tasarımında kullanılan giriş parametreleri.....	59
Çizelge 4.2. Kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi giriş parametreleri).....	70
Çizelge 4.3. On bir parametre yönteminde kullanılan giriş parametreleri	85
Çizelge 5.1. Tasarlanan on beş adet kanatçığa ait tasarım parametreleri	126
Çizelge 5.2. KKD ve OBP yöntemleri ile oluşturulan farklı teğetsel kord uzunluğuna sahip kanatçıkların HAD analizi ile hesaplanan performans parametreleri	141
Çizelge 4.4. Kanatçık üzerinde yer alan 104 noktanın koordinatları	154

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Heron tarafından icat edilen Aelopille isimli türbin.....	3
Şekil 3.1. Bir gaz türbininin temel elemanları.....	15
Şekil 3.2. Radyal kompresörü oluşturan temel elemanlar	16
Şekil 3.3. Eksenel kompresörün genel yapısı	17
Şekil 3.4. Yanma odası tipleri	19
Şekil 3.5. Radyal türbin kademesi	20
Şekil 3.6. Radyal türbin yapısı	21
Şekil 3.7. Eksenel türbin yapısı	22
Şekil 3.8. Brayton çevrimi.....	27
Şekil 3.9. Brayton çevriminde sıkıştırma oranının verime etkisi	30
Şekil 3.10. Eksenel türbin kademesine ait hız üçgenleri	31
Şekil 3.11. İmpuls tipi türbin kademesine ait hız ve basınç diyagramı	32
Şekil 3.12. Reaksiyon tipi türbin kademesine ait hız ve basınç diyagramı	33
Şekil 3.13. Mutlak çerçevedeki ses dalgası (a), relatif çerçevedeki ses dalgası (b)	34
Şekil 3.14. Eksenel türbin kademesinin meridyenel görünüşü.....	37
Şekil 3.15. Toplam dönüş açısına bağlı olarak nominal kayıp katsayısı.....	42
Şekil 3.16. Radyal hacim elemanı üzerine etkileyen harici kuvvetler	44
Şekil 3.17. Radyal düzlemdeki iki boyutlu kontrol hacmi	45
Şekil 3.18. Kanatçık yüksekliğine bağlı olarak sıcaklık ve basınç değişimi.....	48
Şekil 3.19. Kanatçık açılarına göre optimum aralık/kord uzunluğu oranı.....	52
Şekil 3.20. Kanatçığın arka kalınlığına bağlı olarak g/c oranındaki düzeltme katsayısı	52
Şekil 3.21. Mach sayısına göre düzeltme faktörü.....	53
Şekil 3.22. Akış katsayısının verime etkisi	54

Şekil	Sayfa
Şekil 4.1. Eksenel türbin kademesi üzerindeki farklı noktalarının dönüş yarıçapları ..	59
Şekil 4.2. Eksenel türbin kademesindeki akış kesit alanı	60
Şekil 4.3. Orta çizgi akış tasarımı için yazılan MATLAB kodunun akış diyagramı....	69
Şekil 4.4. Kamber eğrisi	72
Şekil 4.5. Kalınlık dağılımı fonksiyonunun grafiği	76
Şekil 4.6. Kalınlık dağılımı ile elde edilen emme ve basınç kenarları	78
Şekil 4.7. Emme ve basınç kenarlarının uç noktaları	78
Şekil 4.8. Kanatçık ön kenarındaki emme ve basınç kenarlarının uç noktaları.....	81
Şekil 4.9. Rotasyon sonrası kanatçık ön kenarı	81
Şekil 4.10. Dairesel ön kenar profili.....	82
Şekil 4.11. Rotasyon işleminden sonra ön kenar profili.....	83
Şekil 4.12. Dairesel kenar profiline sahip türbin kanatçığı profili	83
Şekil 4.13. Kamber eğrisi-kalınlık dağılımı yöntemi MATLAB kodu akış diyagramı..	84
Şekil 4.14. Kanatçık profili üzerinde dokuz adet tasarım parametresinin gösterimi.....	86
Şekil 4.15. Kanatçık geometrisini belirlemede kullanılan referans noktalar.....	86
Şekil 4.16. Kanatçık profilini oluşturan eğri parçaları	88
Şekil 4.17. Emme kenarının ön kısmını oluşturan eğri parçası	89
Şekil 4.18. Dairesel yay profile sahip kanatçık uç kenarı	92
Şekil 4.19. Eliptik profile sahip kanatçık uç kenarı.....	93
Şekil 4.20. Eliptik kenarın koordinat rotasyonundan sonraki durumu	95
Şekil 4.21. Eliptik uç profillerine sahip kanatçık profili	96
Şekil 4.22. $\chi\eta$ düzleminde tanımlanan daire profili.....	96
Şekil 4.23. Joukowsky transformasyonu ile elde edilen kanatçık yapısı	98
Şekil 4.24. Kamber eğrisini belirlemek amacıyla kullanılan daire profili.....	99

Şekil	Sayfa
Şekil 4.25. Daire profillere ait yarıçap vektörleri	99
Şekil 4.26. Joukowsky kanatçık profiline ait kamber eğrisi.....	100
Şekil 4.27. Joukowsky kanatçık profiline ait kanatçık giriş ve çıkış açıları.....	101
Şekil 4.28. Joukowsky kanatçık profili MATLAB kodunun akış diyagramı.....	102
Şekil 4.29. Solidworks kullanılarak üç boyutlu çizim uzayına aktarılan profiller	103
Şekil 4.30. Üç boyutlu kanatçık modeli	103
Şekil 4.31. Gövde ve kabuğa ait kesit profilleri	104
Şekil 4.32. Rotor kanatçığı ve çevre elemanlarının bir kesiti.....	104
Şekil 4.33. Workbench modülünde oluşturulan proje şeması	107
Şekil 4.34. Design Modeller modülüne aktarılan kanatçık modeli	108
Şekil 4.35. Gövde ve kabuğun iç kısımlarını temsil eden yüzeyler	108
Şekil 4.36. Meridyenel düzlemde tanımlanan akış sınırları	108
Şekil 4.37. Akış hattında oluşturulan katmanlar	109
Şekil 4.38. İki ve üç boyutlu çözüm ağı	110
Şekil 4.39. Çözüm ağına ait istatistikler	110
Şekil 4.40. Analiz tipinin, makine tipinin ve dönüş ekseninin tanımlanması	111
Şekil 4.41. Kanatçık dönüş hızının tanımlanması	111
Şekil 4.42. Giriş ve çıkış kesitleri için sınır şartlarının tanımlanması.....	112
Şekil 4.43. Periyodik sınır şartı uygulanan yüzeyler	112
Şekil 5.1. Stator çıkış açısına bağlı olarak türbin verimindeki değişim	116
Şekil 5.2. Stator çıkış açısına bağlı olarak türbin gücü, torku ve veriminin değişimi....	117
Şekil 5.3. Farklı dönüş hızlarında stator çıkış açısına göre türbin verimindeki değişim...	118
Şekil 5.4. Stator kanatçık aralığına bağlı olarak güç, tork ve verimin değişimi.....	119
Şekil 5.5. Rotor kanatçık aralığına bağlı olarak güç, tork ve verimin değişimi	120

Şekil	Sayfa
Şekil 5.6. Stator eksenel kord uzunluğuna bağlı olarak performanstaki değişim.....	121
Şekil 5.7. Rotor eksenel kord uzunluğuna bağlı olarak performanstaki değişim.....	122
Şekil 5.8. Stator çıkış açısına bağlı olarak güçteki, akış ve yükleme katsayılarındaki değişim	123
Şekil 5.9. Stator çıkış açısına bağlı olarak stator çıkışındaki Mach sayısı, reaksiyon derecesi ve verimin değişimi	124
Şekil 5.10. Farklı dönüş hızları için güç, tork ve verim değişimi.....	125
Şekil 5.11. KKD yöntemine ait kanatçık profilleri.....	126
Şekil 5.12. OBP yöntemine ait kanatçık profilleri	126
Şekil 5.13. Farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıklar (KKD yöntemi).....	127
Şekil 5.14. Farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıklar (OBP yöntemi)	127
Şekil 5.15. Dairesel ve eliptik olarak oluşturulmuş uç profilleri.....	128
Şekil 5.16. Farklı kanatçık yüksekliklerindeki kesit profilleri (KKD yöntemi)i.....	129
Şekil 5.17. Farklı kanatçık yüksekliklerindeki kesit profilleri (OBP yöntemi).....	129
Şekil 5.18. Aynı parametrelere sahip ancak iki farklı yöntem ile elde edilen kanatçık profilleri	130
Şekil 5.19. İterasyon sayısına bağlı olarak kütleli debi ve momentum için RMS değerleri.....	131
Şekil 5.20. İterasyon sayısına göre türbülans kinetik enerjisine ait RMS değerleri.....	131
Şekil 5.21. İterasyon sayısına bağlı olarak verim değerlerinin değişimi.....	132
Şekil 5.22. Farklı teğetsel kord uzunluklarına ait relatif hız dağılımı	133
Şekil 5.23. Farklı teğetsel kord uzunluklarına ait statik basınç dağılımı.....	134
Şekil 5.24. Farklı teğetsel kord uzunluklarına ait statik sıcaklık dağılımı	135
Şekil 5.25. Farklı teğetsel kord uzunluklarına ait Mach sayısı dağılımı	135
Şekil 5.26. Farklı teğetsel kord uzunluklarına ait relatif Mach sayısı dağılımı.....	136
Şekil 5.27. Farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıklara ait relatif hız dağılımı	137

Şekil	Sayfa
Şekil 5.28. Farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıklara ait statik basınç dağılımı.	137
Şekil 5.29. Farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıklara ait statik sıcaklık dağılımı.....	138
Şekil 5.30. Farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıklara ait statik Mach sayısı dağılımı.....	138
Şekil 5.31. Farklı ön kenar profillerine sahip kanatçıkların etrafındaki relatif hız dağılımı.....	139
Şekil 5.32. Farklı ön kenar profillerine sahip kanatçıkların etrafındaki statik basınç dağılımı.....	139
Şekil 5.33. Farklı ön kenar profillerine sahip kanatçıkların etrafındaki statik sıcaklık dağılımı.....	140
Şekil 5.34. Farklı ön kenar profilleri için relatif Mach sayısı dağılımı	140
Şekil 5.35. Farklı kanatçık yüksekliklerinde oluşan akış çizgileri	142

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Gaz türbini ile uçan ilk uçak modeli (Gloster E.28/39)	4
Resim 3.1. Turbojet motor (CJ610).....	23
Resim 3.2. Turboşaft motor (GE-T700)	24
Resim 3.3. Turboprop motor (GE-H80)	25
Resim 3.4. Turbofan motor (Trent 900).....	26



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

A	Akış kesit alanı
c	Kord uzunluğu
C	Ses hızı
$^{\circ}\text{C}$	Santigrat derece
c_p	Sabit basınçta özgül ısı kapasitesi
c_x	Eksenel kord uzunluğu
c_y	Teğetsel kord uzunluğu
dev/dk	Devir/dakika
D_H	Hidrolik çap
F	Kuvvet
g	Kanatçık aralığı
h	Statik entalpi
i	imajiner birim sayı
k	Havanın ısı kapasitesi oranı
K	Kelvin
kg	Kilogram
l	Kanatçık yüksekliği
m	Metre
m_a	Akışkan kütlesi
$\dot{m}$	Kütleli debi
M	Mach sayısı
n	Dönüş hızı
N_b	Kanatçık sayısı
N	Newton
o	Boğaz açıklığı

Simgeler**Açıklamalar**

P	Statik basınç
r	Dönüş yarıçapı
R	Yarıçap
R	Havanın gaz sabiti
$\mathfrak{R}$	Reaksiyon derecesi
Re	Reynold sayısı
r_p	Sıkıştırma oranı
Q	Isı enerjisi
s	Saniye
t	Kalınlık
T	Statik sıcaklık
t_L	Ön kenar yarıçapı
t_M	Eksenel kord ortasındaki kalınlığın yarısı
t_T	Arka kenar yarıçapı
U	Kanatçık dönüş hızı
V	Mutlak hız
V_a	Eksenel mutlak hız
V_r	Radyal mutlak hız
V_θ	Teğetsel mutlak hız
$\dot{w}$	Güç
W	Watt
W	Relatif hız
W_a	Eksenel relatif hız
W_c	Kompresör işi
W_t	Türbin işi
W_θ	Teğetsel relatif hız
z	Joukowski transformasyon fonksiyonu
α	Mutlak hız açısı

β	Relatif hız açısı
Simgeler	Açıklamalar
ζ	Kılavuzsuz dönüş açısı
η	İmajiner düzlemin düşey bileşeni
η_s	İzentropik verim
η_{th}	Termal verim
θ	Açı
λ	Kademe yükleme katsayısı
μ	Dinamik viskozite
ν	Eğim
ξ	Nominal kayıp katsayısı
π	Pi sayısı
ρ	Statik yoğunluk
τ	Profil başlangıç açısı
ϕ	Akış katsayısı
χ	İmajiner düzelim yatay bileşeni
ψ	Metal açısı
$\psi_{zweifel}$	Zweifel yükleme katsayısı
ω	Açısal hız

Kısaltmalar	Açıklamalar
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
KKD	Kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi
OBP	On bir parametre yöntemi

1. GİRİŞ

Günümüzde insanların ulaşım taşıtlarına ihtiyacı giderek artmakta ve bununla birlikte enerjinin verimli kullanımı konusu da önem kazanmaktadır. Bu durum ulaştırma teknolojilerinin geliştirilmesini ve enerji üretimi alanında verimliliğin artırılmasını zorunlu hale getirmektedir. Ulaşım araçları, kara, deniz ve hava taşıtları olarak üç kategoride toplanabilir. Bireysel ulaşım da kara yolu taşıtları tercih edilirken, kitlesel ulaşım ve yüksek hacimli yük taşımacılığında deniz yolu ve hava yolu taşıtları ön plana çıkmaktadır. Bu taşıtlar enerji kaynağı olarak petrol esaslı yakıtları kullanmaktadır. Kara ve deniz taşıtları tahrik gücünü pistonlu motorlar vasıtasıyla sağlarken, hava taşıtlarının ise neredeyse tamamı gaz türbinleri yardımıyla güç elde etmektedir.

Gaz türbinleri, mekanik iş ve itki gücü üreten bir içten yanmalı motor türüdür. Havayolu ulaşımı ve taşımacılığında kullanılan taşıtların hareketi için gerekli güç, genellikle gaz türbinleri tarafından sağlanmaktadır. Benzer şekilde, enerji üretimi yapan santrallerdeki elektrik jeneratörlerinin tahriki de bu makineler ile gerçekleşmektedir. Gaz türbinlerinde kullanılan yakıtlar petrol türevi yakıtlardır. Petrol rezervlerinin azalması sonucunda daha verimli makinelerin tasarlanması önem kazanmıştır. Hava yolu taşıtlarında gerekli itki gücünün sağlanabilmesi için yüksek kapasitede güç üretilmesi gereklidir. Bu nedenlerden dolayı, gaz türbinlerinin yüksek güce ve verime sahip olması istenilmektedir.

Gaz türbinlerinin verimini etkileyen en önemli unsurlardan birisi türbin kademelerindeki kanatçıkların tasarımıdır. Türbin kanatçıklarında akışkanın sahip olduğu kinetik enerji faydalı işe dönüştürülmektedir. Türbin kademeleri tasarlanırken çok disiplinli bir çalışma gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle tasarım aşamasında Akışkanlar Mekaniği, Isı Transferi ve Mukavemet gibi bilim dallarından faydalanılmaktadır. Gaz türbini kademesi stator ve rotor kanatçıklarından oluşmaktadır. Stator kanatçıkları akışı yönlendirmekte, rotor kanatçıkları ise akışkanın enerjisini faydalı işe dönüştürmektedir. Akışın yönlendirilmesi ve faydalı iş üretimi esnasında akışta enerji kayıpları meydana gelmektedir. Bu enerji kayıplarının ana nedenleri; viskoz kayıplar, sınır tabaka ayrışmaları ve akış ile ortam arasında gerçekleşen ısı transferidir. Gaz türbini kanatçıklarının geometrisi akışta meydana gelen kayıp miktarını büyük ölçüde etkilemektedir. Bu nedenle kanatçık tasarlanırken akışın düzenli olmasına ve kayıpların en aza indirilmesine dikkat edilmektedir. Gaz türbini

kanatçıklarının tasarımı orta çizgi akışı tasarımı ile başlamaktadır. Bu tasarım yardımı ile türbin kanatçıklarının orta yüksekliklerindeki akış bir boyutlu olarak tasarlanmakta ve türbin kademesinin genel boyutları ve akışkanın farklı bölgelerdeki hız bileşenleri hesaplanabilmektedir. Orta çizgi akış tasarımından elde edilen veriler kullanılarak iki boyutlu kanatçık profilleri oluşturulmaktadır.

Bu çalışmada, eksenel bir gaz türbini kademesinin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, orta çizgi akış tasarımı ile bir türbin kademesinin genel yapısı ve boyutları belirlenmiş, Soderberg kayıp modeli kullanılarak türbin kademesinde meydana gelecek kayıplar tahmin edilmiş ve türbin kademesinin ön tasarımı gerçekleştirilmiştir. Orta çizgi akış tasarımı ile türbin kademesinin optimizasyonu için MATLAB yazılımı kullanılarak bir analiz modeli geliştirilmiş ve türbin dönüş hızı (8500 – 19 000 dev/dk), kütleli debi (20 - 30 kg/s), stator çıkış açısı (50 - 72 °), kanatçık aralıkları (0,020 - 0,050 m) ve eksenel kord uzunlukları (0,020 - 0,044 m) aralıklarında değiştirilmiştir. Sonrasında, kamber eğrisi kalınlık dağılımı ve on bir parametre yöntemleri kullanılarak iki boyutlu kanatçık profilleri oluşturulmuştur. Serbest girdap teorisinden (Free vortex theory) yararlanarak kanatçığın dip, orta ve uç kısmındaki akış özellikleri matematiksel olarak modellenmiş ve buna bağlı olarak rotor kanatçığının dibindeki ve ucundaki iki boyutlu profiller tanımlanmıştır. Bu profiller ve orta çizgi akış tasarımıyla oluşturulan profil birleştirilerek üç boyutlu kanatçık geometrisi elde edilmiştir. Son olarak, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizcisi kullanılarak üç boyutlu rotor kanatçıklarının çevresindeki akış simüle edilmiştir. Farklı tasarım parametrelerinin (teğetsel kord uzunluğu, ön kenar geometrisi) akış karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Tasarlanan rotor kanatçıklarının performans özellikleri (verim, güç, tork, kademe yükleme katsayısı, akış katsayısı, reaksiyon derecesi, Mach sayısı) ve aerodinamik özellikleri (Mach sayısı, basınç, hız, sıcaklık) tasarım değişkenlerine bağlı olarak değerlendirilmiştir. Orta çizgi akışı analizinden elde edilen sonuçlar ile HAD analizi sonuçları karşılaştırılmıştır.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Türbinler, akışkanların sahip olduğu enerjiyi faydalı işe dönüştüren döngüsel makinelerdir. Türbin kelimesi ilk defa Fransız mühendis Claude Burdin tarafından kullanılmıştır [1]. Türbin, Yunan dilinde girdap anlamına gelen tyrbe kelimesinden türetilmiştir. Türbinler kullandıkları akışkanın türüne göre; gaz türbinleri, buhar türbinleri ve su türbinleri olarak üç gruba ayrılmaktadır. Tarihte türbinlere örnek verilebilecek ilk örnek, İskendriyeli Heron'a ait Aeolipile isimli buluştur. Aeolipile, kazan kısmında ısıtılan suyun buharı sayesinde üzerinde bulunan çarkı döndüren bir makine olup, iş üretimi gerçekleştirilmemektedir [2]. Şekil 2.1'de Aeolipile mekanizması verilmiştir.



Şekil 2.1. Heron tarafından icat edilen Aeolipile isimli türbin [2]

19. yüzyılda, türbinler ile ilgili çok sayıda başarılı ve başarısız deneme gerçekleştirilmiştir. Bu dönemde Gustaf de Laval ve Sir Charles Parson'un geliştirdikleri buhar türbinleri ile türbinlerin gelişimi oldukça hız kazanmıştır [3]. Buhar türbinlerinin gelişmesi, gaz türbinlerinin ortaya çıkmasına öncülük etmiştir. Gaz türbinleri ile buhar türbinlerini ayıran en önemli fark, buhar türbinlerinde aracı akışkan olarak su buharı kullanılması, gaz türbinlerinde ise hava veya farklı gazların kullanılmasıdır.

Gaz türbinleri, içten yanmalı motorlar sınıfına dâhil olmasının yanı sıra, pistonlu motorlara göre daha yüksek güç yoğunluğuna sahiptir. Gaz türbinlerinin güç yoğunluğunun bu denli fazla olması, bu makinelerin havacılık alanında tercih edilmelerini sağlamıştır. Farklı amaçlar için çeşitli yapılarda tasarlanmalarına rağmen, bütün gaz türbinleri; kompresör, yanma odası ve türbin olmak üzere üç temel unsurdan oluşmaktadır. Gaz türbinlerinde iş

elde edilirken, bu üç temel eleman eş zamanlı ve sürekli olarak görev yapmaktadır. Gaz türbinlerinde gerçekleşen temel işlemler; havanın dış ortamdan kompresör tarafından emilerek sıkıştırılması, sıkıştırılan hava ile yakıtın yanma odasında karıştırılarak yakılması ve türbin bölümünde yanmış gazların sahip olduğu enerjinin faydalı işe dönüştürülmesi olarak sıralanabilmektedir. Bu olayların eş zamanlı olmaları nedeni ile gaz türbinlerinde sürekli iş üretimi gerçekleşmektedir.

John Barber, 1791 yılında gaz türbini alanındaki ilk patentini almıştır. Tasarladığı gaz türbininin yapısı, günümüzde kullanılan gaz türbinlerinin yapısı ile büyük ölçüde benzerlik göstermektedir [4]. Gaz türbinlerinin üretimi ilk olarak 1872 yılında, Fransız Stolze tarafından gerçekleştirilmiş, ancak bu gaz türbini, çok az güç sağladığı için kendi kendine dönmeye yetecek olan ataleti sağlayamamıştır. 1903 yılında Ægidius Elling, bu sorunu aşarak, kendi kendine çalışmaya yetecek kadar güç üreten bir gaz türbini geliştirilmiştir [5]. Gaz türbinlerinin uçaklarda kullanımı, 1941 yılında Frank Whittle'ın turbojet tipi gaz türbinini geliştirmesi ve geliştirdiği gaz türbinini Gloster E.28/39 isimli uçağa uyarlaması sonucu gerçekleşmiştir. Bu olay sonucunda, gaz türbinli bir uçağın ilk başarılı uçuşu gerçekleşmiştir (Resim 2.1).



Resim 2.1. Gaz türbini ile uçan ilk uçak modeli (Gloster E.28/39) [6]

Günümüzde gaz türbinleri, uçaklarda, enerji santrallerinde, gemilerde, doğalgaz boru hatlarında ve bunlara benzer birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Dünyadaki toplam elektrik enerjisi ihtiyacının büyük bir kısmı buhar türbinleri ve gaz türbinleri tarafından sağlanmaktadır [7]. Uçaklarda en yaygın biçimde kullanılan motor tipi gaz türbinidir. Gaz türbinlerinde yakıt olarak; kerosen, etan, nafta, doğalgaz gibi birçok farklı yakıt tipi kullanılabildiği için yakıt esnekliği diğer içten yanmalı motorlara göre oldukça fazladır [8].

Dunham, türbin kanatçıklarının üç boyutlu olarak tasarımının yapılabilmesi amacıyla kullanılan parametrik bir tasarım yöntemi geliştirmiştir. Bu yöntemde kanatçığin iki boyutlu profili dokuz adet tasarım parametresi kullanılarak belirlenmiştir. Ortaya koyulan tasarım yönteminde, hem mekanik hem de aerodinamik gereklilikler göz önünde bulundurulmuştur. Kanatçık orta yüksekliğine ait hız üçgenleri belirlenerek ve kanatçık yüksekliği boyunca hız üçgenlerinin değişimi belirli kurallar doğrultusunda tanımlanarak iki ve üç boyutlu kanatçık profilleri elde edilmiştir. Belirlenen hız üçgenlerine uyacak şekilde kanatçık profilleri oluşturulmuştur. Kanatçıkların tasarlanmasında dayanıklılık, çalışma sıcaklığı ve üretilme kolaylığı gibi mekanik sınırlamalar dikkate alınmıştır. Kanatçık tasarımı aerodinamik açıdan dikkate alındığında, kanatçık yüzeyindeki hız dağılımlarının kayıpları en aza indirecek şekilde olması istenilmektedir. Bu nedenle kanatçık profilinin analitik olarak tanımlanabilmesi ve profil üzerinde iyi bir kontrolün sağlanması amaçlanmıştır. Dunham'ın çalışmasından önce kanatçık profilleri dairesel yayların birleştirilmesi ile elde edilmiştir. Dairesel yayların birleştirilmesi sonucunda oluşturulan profillerde, kanatçıklar arasındaki boğaz mesafesinin ve kanatçık çıkışındaki gaz açısının belirlenmesi iteratif olarak gerçekleştirilmiştir. Dunham'ın geliştirdiği yöntemde bu parametrelerin sağlatılmasında iterasyona ihtiyaç duyulmamaktadır. Yazarın bu çalışmasında geliştirilen parametrik yöntemin bilgisayar programına uygulanması kolay olmakla birlikte geliştirilen program ile kanatçık yüzeyindeki hız dağılımını görüntülemek mümkün olmuştur. Kanatçık tasarım parametrelerinin birbirleri ile ilişkisi ve değer aralıkları tasarımcıların deneme-yanılma sayısının azaltmak amacı ile ortaya koyulmuştur [9].

Pritchard, türbin kanatçık profillerinin geometrik olarak tanımlanmasını sağlamak amacıyla bir kanatçık profili tasarım yöntemi geliştirmiştir. Bu yöntem “on bir parametre yöntemi” olarak isimlendirilmiştir. İki boyutlu kanatçık profili, sabit yarıçaplı yaylar ve üçüncü dereceden polinom eğrileri kullanılarak tanımlanmıştır. Kanatçık profilini meydana getiren eğrinin eğiminin her noktada sürekli olması ve birleşim noktalarındaki ikinci derece türevin sürekli olması sağlanmış ve böylece kanatçık yüzeyindeki akış sapması en aza indirilmiştir. Kanatçık üzerindeki beş adet noktanın konumları orta çizgi akış tasarımından elde edilen hız üçgenleri ve kademe boyutları kullanılarak belirlenmiştir. Kanatçığin ön ve arka uç profilleri dairesel yay olarak tasarlanmıştır. Emme kenarı, boğaz noktası ile iki farklı eğriye ayrılmıştır. Eğrinin ön taraftaki kısmı üçüncü dereceden polinom denklemi ile, arka taraftaki kısmı ise dairesel yay denklemi ile tanımlanmıştır. Basınç kenarı da emme kenarının ön

kısmına benzer şekilde üçüncü dereceden polinom denklemi aracılığıyla oluşturulmuştur [10].

Korakianitis ve Pantazopoulos, gaz türbinlerindeki türbin ve kompresör kanatçıklarının iki boyutlu kesit profillerini tasarlamak amacıyla dördüncü dereceden parametrik eğrilerin kullanıldığı bir tasarım yöntemi ortaya koymuştur. Yazarlar, doğrudan ve tersine tasarım yöntemlerini ayrı ayrı ifade etmişlerdir. Doğrudan tasarım yönteminde kanatçık profili tasarımcı tarafından girilen tasarım parametreleri ile oluşturulmakta ve istenilen aerodinamik performans elde edilene kadar kanatçık profilini tanımlayan parametreler iteratif olarak değiştirilmektedir. Tersine tasarım yönteminde ise istenilen performans kriterleri tasarımcı tarafından belirlenerek bu kriterleri sağlayacak kanatçık profili elde etmek amacıyla tasarım parametreleri iteratif olarak değiştirilmektedir. İki yöntemin birbirine göre avantajları ve dezavantajları mevcuttur. Doğrudan tasarım yönteminde kanatçık profili, doğrudan tasarımcı tarafından kontrol edilebilmektedir. Ancak, tersine tasarım yönteminde doğrudan müdahale yapılamamakta, bir parametrenin değiştirilmesi ile tüm iterasyon yeniden yapılmaktadır. Bu dezavantaja rağmen tersine tasarım yöntemi daha kısa sürede gerçekleşmektedir. Tersine tasarım yapılırken iterasyon sayısını azaltabilmek amacı ile iterasyona önceden belirlenen bir kanatçık profili kullanılarak başlanmaktadır. Kanatçıkların ön kenarlarındaki eğri profilinin eğimi süresiz olduğunda o bölgedeki akışın Mach sayısında ani değişimlerin olduğu ve bu değişimlerin kanatçıklar arasındaki akışın sınır tabaka kalınlığını arttırdığı ve verimi düşürdüğü ifade edilmiştir. Bu olumsuzlukları ortadan kaldırmak amacıyla kanatçık profilinin tamamında pürüzsüz bir yapının elde edilmesi amaçlanmıştır [11].

Cho vd., mevcut bir türbin kanatçığının iki boyutlu kesit profilini düzenleyerek akıştaki profil kayıplarını azaltmayı amaçlamıştır. Kanatçığın kesit profilini değiştirebilmek amacıyla ilk olarak kanatçık profilini 11 adet ve 13 adet tasarım parametresi kullanarak iki farklı yaklaşım ile analitik olarak tanımlamışlardır. Kanatçık etrafındaki akışın modellenebilmesi amacıyla, iki boyutlu sıkıştırılabilir viskoz akış analiz kodu kullanılmıştır. Kullanılan kod, deneysel veriler ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Orijinal kanatçık profili modellendikten sonra kanatçık etrafındaki akış analiz edilmiş, kanatçık giriş ve çıkışı arasında meydana gelen toplam basınç düşüşü belirlenmiştir. Sonrasında, kanatçık profillerini tanımlayan parametreler değiştirilerek basınç düşüşünün azaltılması hedeflenmiştir. Kanatçıkların eksenel kord uzunlukları ve eksenel kesit alanları sabit

tutularak kanatçık tasarım parametreleri değiştirilmiştir. Çalışmalar sonucunda optimize edilmiş kanatçık profilinde, orijinal kanatçık profiline göre % 10,8 daha az toplam basınç düşüşü meydana gelmiştir. Ayrıca 13 adet parametre ile tasarlanan kanatçık profilinin orijinal profil ile daha iyi örtüştüğü ifade edilmiştir. Parametre sayısının artması ile kanatçık profili daha iyi kontrol edilebilirken, yöntemin karmaşıklığının da arttığı belirtilmiştir [12].

Roelke ve Haas, ham döküm yöntemi ile üretilmiş türbin kanatçıklarının performansı ile yüzey pürüzlülüğü azaltılmış kanatçıklar arasındaki performans farkını belirlemeyi amaçlamıştır. Çalışmalarında ham döküm pürüzlü kanatçık, daha az pürüzlü kanatçık ve kalınlığı daha az olan kanatçıkların performansları karşılaştırılmıştır. Kanatçık pürüzünün azalması sonucunda türbin veriminin arttığı sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca kanatçığın daha ince yapılması durumunda da türbin veriminde artış meydana geldiği belirtilmiştir [13].

Xudong vd. rüzgar türbini kanatlarına ait iki boyutlu kesit profillerini tasarlamak amacıyla bir entegre tasarım yöntemi geliştirmiştir. Kanatçık profilleri, trigonometrik seriler ve polinom denklemleri ile tanımlanmıştır. Joukowski transformasyonu esas alınarak geliştirilen yöntemde Fourier açılımı yerine Taylor serisi kullanılmıştır. Geliştirilen yöntem ile üç adet farklı kalınlıklara sahip kanat profili tasarlanmıştır. XFOIL isimli analiz kodu kullanılarak tasarlanan kanat profillerine ait lift (kaldırma) ve drag (sürüklenme) katsayıları hesaplanmış ve kanat profillerinin performansı belirlenmiştir. Geliştirilen tasarım yöntemi ile NACA ve FFA kanat profilleri elde edilerek geliştirilen yöntemin farklı çeşitlerdeki rüzgar türbinlerinin kanat profillerini tasarlamaya uygunluğu araştırılmıştır. Rüzgar türbini kanatları üzerinde kirlenmeden veya üretim yönteminden kaynaklı pürüz miktarının lift (kaldırma) katsayısına etkisi incelendiğinde pürüzlü kanat profilindeki lift katsayısının daha düşük olduğu sonucuna varılmıştır [14].

Hamakhan ve Korakianitis gaz türbinlerindeki kompresör ve türbin kanatçıklarının uç kenar geometrilerinin türbin performansına etkilerini incelemiştir. Kanatçık profili, beş adet nokta ve bu noktaları birleştiren eğriler yardımıyla oluşturulmuştur. Eğrilerin birleşim noktalarında eğrilere ait polinom denklemlerinin üçüncü dereceden türevinin sürekli olması şartı sağlatılmış ve pürüzsüz bir kanatçık profili elde edilmiştir. Kanatçığın ön kenar profilinin daha ince yapılı olması halinde, kanatçığın emme yüzeyinde meydana gelen ayrışma balonunun ortadan kalktığı ifade edilmiştir [15].

Kacker ve Okapuu, eksenel tip türbin kademelerindeki kayıpların tahmin edilebilmesini sağlamak amacıyla Ainley & Mathieson [16] kayıp modelini modifiye ederek yeni bir model ortaya koymuşlardır. Bu modelde türbin kayıpları, orta çizgi akışı tasarımında belirlenen hız üçgenlerinin fonksiyonu olarak ifade edilmiştir. Ainley&Mathieson kayıp modelinin geliştirilmesinin ardından daha fazla deneysel veri elde edilmesi ve hesaplama araçlarının gelişmesi sonucunda kayıpların daha doğru tahmin edilebilmesi mümkün olmuştur. Geliştirilen kayıp modeli ile performans değerleri bilinen otuz üç adet türbin kademesindeki kayıp miktarı belirlendiğinde, model kullanılarak hesaplanan kayıp değerleri ile deneysel olarak elde edilen kayıp değerleri arasında yaklaşık % 1,5 seviyesinde hata olduğu saptanmıştır. Kacker & Okapuu kayıp modelinde, Ainley & Mathieson kayıp modelinden farklı olarak profil ve ikincil akış kayıpları hesaplanırken akışkanın sıkıştırılabilirlik etkisi de dikkate alınmıştır. Türbin kademesinde meydana gelen kayıplar; profil kayıpları, ikincil akış kayıpları ve arka kenar kayıpları olarak sınıflandırılmış ve ayrı ayrı hesaplanmıştır [17].

Jouybari vd. çalışmalarında, birden fazla türbin kademesine sahip gaz türbinlerinin bir boyutlu akış analizini ve modellemesini yapmak amacıyla bir tasarım algoritması geliştirmiştir. Kademelerdeki entropi artışlarından kaynaklı kayıpları, farklı kayıp modelleri kullanarak belirlemişlerdir. İki kademeli türbinin bir boyutlu akış modelini Soderberg [18], Ainley & Mathieson [16] ve Kacker & Okapuu'nun [17] geliştirdiği kayıp modellerini dikkate alarak oluşturmuşlardır. Elde edilen verilerin, deneysel veriler ile karşılaştırılması sonucu Tournier & Genk'in [19] kayıp modelinin, gerçek verilere daha yakın değerler verdiği ifade edilmiştir [20].

Trindade vd. eksenel türbinlerdeki kayıpların modellenmesi ile ilgili mevcut çalışmaları incelemiştir. Öncelikle, deneysel verileri mevcut olan bir eksenel türbin HAD ortamında modellenerek, türbinin birden fazla çalışma noktası için türbindeki akış simüle edilmiştir. Simülasyon sonucunda, farklı çalışma noktaları için türbin performansı belirlenmiştir. Kayıp modelleri kullanılarak elde edilen performans verileri ile simülasyon sonucunda elde edilen performans verileri karşılaştırılmıştır [21].

Tournier ve Genk, nükleer enerji santralinde kullanılabilecek, kapalı çevrim ile çalışan ve aracı akışkan olarak Helyum gazı kullanılan bir gaz türbininin modellemesini ve performans analizini gerçekleştirmiştir. Tasarlanan gaz türbininde yirmi adet kompresör, altı adet türbin kademesi bulunmaktadır. Türbin ve kompresör kademelerindeki reaksiyon derecesi, akış ve

yükleme katsayısı değerleri sabit olacak şekilde tasarım gerçekleştirilmiştir. Kademelerin genel ölçüleri, orta çizgi akışı tasarımı yaparak belirlenmiş ve serbest girdap teorisi kullanılarak kanatçıkların farklı yüksekliklerindeki akış açıları hesaplanmıştır. Kayıp modelleri kullanılarak kademelerdeki kayıplar profil kayıpları, ikincil akış kayıpları, arka kenar kayıpları ve uç boşluğu kayıpları olarak ayrı ayrı incelenmiş ve kayıpların değerleri hesaplanmıştır. Sonuç olarak hem kompresör hem de türbin kademelerinin ön tasarımı yapılmış ve performansları tahmin edilmiştir [19].

Wang tarafından, gaz türbini kanatçıklarının tasarım ve analizlerinin yapılabileceği bir yazılım paketi geliştirmiştir. Aynı yazılım içerisinde bir boyutlu akış tasarımı, iki boyutlu kanatçık profili tasarımı, üç boyutlu kanatçık tasarımı ve üç boyutlu akış analizi gerçekleştirilebilmektedir. Bu yapı entegre tasarım yapısı olarak ifade edilmiştir. Kullanıcı tarafından tüm tasarım adımları kontrol edilebilmektedir. Yazılım arayüzü ile kullanıcıya kolaylık sağlanmaktadır. Birden fazla türbin kademesinin tasarımı aynı anda yapılabilmektedir. İki boyutlu kanatçık profilleri üst üste dizilirken farklı yöntemlerin kullanılmasına olanak sağlanmıştır. Analizler sonucunda kanatçık dönüş yarıçapına bağlı olarak akışkanın aerotermodinamik özellikleri hesaplanabilmektedir. Geliştirilen yazılım paketi ile türbin kademesinin veya kademelerinin performansı analiz edilebilmektedir [22].

Bringhenti vd., geliştirilmekte olan bir gaz türbini için güç türbini kademesi tasarlamış, tasarladıkları kademelerin performansını HAD yazılımı kullanarak analiz etmişlerdir. Kademenin ve kademeyi oluşturan kanatçıkların genel boyutlarını belirlemek amacıyla bir boyutlu akış analizi kodu kullanılmıştır. Türbin kayıpları, Kacker&Okapuu [17] kayıp modeli kullanılarak belirlenmiştir. Bir boyutlu akış kodunun çıktıları AxStream yazılımında giriş parametresi olarak kullanılarak kanatçıkların ve türbin kademesinin üç boyutlu modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan türbin kademesindeki akış alanı TurboGrid yazılımı kullanılarak çok sayıda küçük kontrol hacimlerine ayrıştırılmıştır. Dört farklı çözüm ağı ayrıştırma boyutu denenerek daha doğru ve hızlı sonuçlar veren model belirlenmiştir. Ayrıştırma işleminden sonra, Ansys CFX yazılımı ile türbin kademesindeki akışın simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Akış simülasyonu gerçekleştirilirken, türbin kademesindeki akışın üç boyutlu, viskoz akış olması nedeni ile Reynold Ortalama Navier-Stokes denklemleri kullanılmıştır. Simülasyon verileri doğrultusunda stator ve rotor kanatçıkları çevresindeki akışın aerotermodinamik özellikleri belirlenerek, kanatçıkların hangi bölgelerinde nasıl bir geometri iyileştirmesinin yapılabileceği saptanmıştır. Bir

boyutlu akış analizi kodu kullanılarak elde edilen sonuçlar ve simülasyon ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve bir boyutlu analiz sonuçları ile simülasyon sonuçlarının tutarlı olduğu ifade edilmiştir. Bir boyutlu akış analizi ve simülasyonlar hem tasarım noktasında hem de tasarım dışı noktalarda gerçekleştirilerek, tasarlanan türbin kademesinin performansı farklı çalışma hızları için belirlenmiştir. Rotor kanatçığı ile dış gövde arasındaki boşluk nedeniyle, kanatçık basınç yüzeyindeki akışın emme yüzeyindeki akışa karışması sonucunda türbin performansının olumsuz etkilendiği ifade edilmiştir [23].

Elqussas vd. çalışmalarında, kompresör kademesine güç sağlayan bir eksenel türbin kademesinin tasarımının ve analizinin gerçekleştirildiği bir tasarım aracı geliştirilmiştir. Türbin kademesinin genel ölçüleri ve türbin kademesinde belirlenen kesitlerindeki toplam özellikler tasarım giriş parametresi olarak kullanılmıştır. Kütle korunumu, momentum korunumu ve enerji korunumu ilkeleri uygulanarak gerçekleştirilen tasarım ve analiz sonucunda türbin kademesinin performansı belirlenmiştir. Tasarım noktasındaki hızda ve tasarım noktası dışındaki hızlarda analizler gerçekleştirilmiştir. Bir mikrojet motora ait türbin kademesi referans alınarak tasarım yapılmış ve analiz sonuçlarının türbine ait katalog verileri ile uyumlu olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca HAD ortamında referans türbin tasarlanmış ve analiz edilmiştir. Geliştirilen tasarım aracı ile elde edilen sonuçların, HAD ortamında elde edilen sonuçlar ile benzer olduğu ifade edilmiştir. Ancak bu tasarım aracında, türbin kanatçıkları arasındaki kayıp katsayılarının sabit alınması nedeni ile geliştirilen tasarım aracının ön tasarımda kullanıma uygun olduğu belirtilmiştir [24].

Denton gaz türbini kademelerinin üç boyutlu tasarımının ve türbin kademelerindeki üç boyutlu akış analizinin gerçekleştirilebileceği bir tasarım sistemi geliştirmiştir. Tasarım sistemi Multall olarak isimlendirilmiştir. Bu sistem açık kaynak kodlu bir bilgisayar yazılımı olarak oluşturulmuştur. Geliştirilen tasarım sisteminin içerdiği HAD modülü ile kısa sürede analizler gerçekleştirilebilmektedir. Tasarım sistemi geliştirilirken, sistemin oldukça basit ve herkes tarafından erişilebilir olması amaçlanmıştır. Basit olmasının yanı sıra kapsamlı bir tasarım ortamı geliştirilmiştir. Multall ile orta çizgi akışı tasarımı yapılabilmekte, kanatçık profilleri oluşturulabilmekte, üç boyutlu kademe yapısı elde edilebilmektedir. Ayrıca, kanatçıklar arası düzlemde ve meridyenel düzlemde akış simülasyonları gerçekleştirilebilmektedir. Multall programı FORTRAN77 programlama dili kullanılarak oluşturulmuştur [25].

Moradi ve ark. soğutmasız tip eksenel türbin kanatçıklarının üç boyutlu modellerini hızlı bir şekilde elde edebilmek amacıyla bir otomasyon aracı tasarlamış ve geliştirmiştir. Otomasyon aracında öncelikle, kanatçık orta yüksekliğindeki akışa ait hız vektörleri ve tasarım parametreleri kullanılarak kanatçık orta yüksekliğindeki kesit profili elde edilmiştir. Orta yükseklikteki profil referans alınarak kanatçığın ucundaki ve dibindeki kesit profili oluşturulmuştur. Dip ve uç kesit profilleri elde edilirken bu profillere ait giriş ve çıkış açılarını belirlemek amacıyla serbest girdap teorisi kullanılmıştır. Uç, orta ve dip kesit profilleri elde edildikten sonra Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) ortamında üç boyutlu kanatçık modelleri oluşturulmuştur. Bir program arayüzü tasarlanarak otomasyon aracının kullanımı kolaylaştırılmıştır. Otomasyon aracı ile elde edilen üç boyutlu kanatçıkların etrafındaki akış ve gerçek bir gaz türbini kanatçığının etrafındaki akış HAD ortamında simüle edilmiş ve her iki kanatçığa ait sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmalarda farklı kanatçıklar için türbin veriminde yaklaşık % 0,7 sapma meydana gelmiştir. Böylece geliştirilen otomasyon aracının doğrulaması gerçekleştirilmiştir [26].

Murthy ve Sankara, eksenel gaz türbini kademelerinin optimizasyonunu genetik algoritma yöntemi kullanarak gerçekleştirmiştir. Genetik algoritma ile tasarım sınırları belirli olsun ya da olmasın tüm tasarımların optimize edilebileceği ifade edilmiştir. Genetik algoritma yönteminde tasarım parametreleri rastgele seçilerek çok sayıda farklı türbin kademesi tasarımı elde edilmiştir. Elde edilen tasarımlar arasında, iyi performans gösterenlere ait parametreler aralığında çok sayıda rastgele tasarım oluşturularak en iyi performansa ulaşmak amaçlanmıştır. Böylece tüm olası tasarımlar arasındaki en iyi performansa sahip kademe tasarımına kısa sürede ulaşılabilmiştir. Gaz türbini kademesinin optimizasyonu gerçekleştirilirken, verimin yanı sıra kanatçığın dayanım süresi ve türbin kademesinin ağırlığı da dikkate alınmıştır. Böylece, hem aerodinamik hem de yapısal kriterler doğrultusunda, tanımlanan aralıktaki en iyi performansa sahip türbin kademesi belirlenebilmiştir [27].

Juangphanich vd. çalışmalarında, türbin kademelerinin tasarımının ve optimizasyonunun hızlı bir şekilde tamamlanmasını sağlamak amacıyla bir tasarım yöntemi geliştirmişlerdir. Geliştirilen yöntem, bir boyutlu orta çizgi akışı tasarımından üç boyutlu kademe tasarımına kadar olan süreci kapsamaktadır. Optimizasyon çalışmasında, entropi artışının azaltılması ve kademe yükleme katsayısını yüksek değerlere sahip olması amaçlanmıştır. Kademe tasarımı yapılırken toplam yetmiş beş adet parametre kullanılmıştır. Rotor kanatçığındaki

toplam dönüş açısının 120° 'nin üzerine çıkması durumunda verimde ani düşüşün meydana geldiği ifade edilmiştir. Kanatçık aralığı / kord uzunluğu oranı 0,7-0,75 aralığında, kama açısı ise 40° - 45° aralığında olduğunda verimin daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Ayrıca Horlock [28] tarafından geliştirilen kayıp modelinin doğruluğunu arttırmak amacıyla, kademe çıkışındaki Mach sayısı ile ilişkilendirilen bir düzeltme faktörü önerilmiştir [29].

Amaral, itki üreten küçük bir eksenel gaz türbininin performansını iyileştirmek amacı ile HAD yöntemi kullanılan bir optimizasyon gerçekleştirmiştir. Optimizasyon yöntemi olarak evrimsel genetik algoritma yöntemi kullanılmıştır. TurboGrid modülü kullanılarak, türbinin üç boyutlu modeli üzerinde çözüm ağı oluşturulmuş, CFX modülü ile türbindeki akış simüle edilerek türbinin gücü ve verimi belirlenmiştir. Optimizasyonda en iyi verime ve en iyi güce ulaşılması hedeflenmiştir. Bu amaçla genetik algoritma kullanılarak kanatçık açıları değiştirilmiş ve en uygun kanatçık açıları belirlenmiştir [30].

Elquassas vd. vekil model oluşturma yöntemi ile gaz türbini rotor kanatçığının aerodinamik optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında deney verileri ve geometrisi mevcut olan rotor kanatçığının HAD analizi gerçekleştirilerek doğrulama yapılmıştır. Kanatçık giriş ve çıkışı için atanan konik açıları bağımsız parametreler olarak seçilmiştir. MATLAB programı kullanılarak bu iki açıya rastgele değerler atanarak 100 adet farklı giriş ve çıkış konik açısı çifti elde edilmiştir. Konik açıları ve parabolik eğriler kullanılarak MATLAB programında kanatçık profilleri oluşturulmuştur. Kanatçık profilleri üzerindeki noktalar CAD ortamına aktararak üç boyutlu kanatçık modelleri oluşturulmuştur. Oluşturulan modeller HAD analizi ortamında doğrulanmış model ile aynı sınır şartları kullanılarak analiz edilmiştir. HAD analizi ile kanatçıklara ait verim, itki ve güç gibi performans parametreleri hesaplanmıştır. İnterpolasyon ile elde edilen konik açıları ve performans parametreleri arasındaki ilişki üç boyutlu uzayda oluşturulan düzlemler ile ifade edilmiş ve vekil model oluşturulmuştur. Vekil model kullanılarak bağımsız parametrelerin türbin performansına etkisi tahmin edilebilmiştir [31].

Zhu vd. eksenel kompresörlerdeki iki boyutlu akışın modellenmesi ve kompresörün performansının tahmin edilmesi amacıyla bir yöntem geliştirmiştir. Akış eğrisi yöntemi olarak isimlendirilen yöntem ile kompresör kademeleri, meridyenel düzlemde iki boyutlu olarak küçük çözüm elemanlarına ayrıştırılarak bir hesaplama alanı oluşturulmuştur. Korunum yasaları, kayıp modelleri ve Euler denklemleri kullanılarak türetilen matematiksel

model ile hesaplama alanındaki akışa ait aerodinamik parametreler ve hız vektörleri belirlenmiştir. Geliştirilen yöntemden elde edilen veriler deneysel veriler ile karşılaştırılmış ve geliştirilen yöntemin oldukça doğru sonuçlar ortaya koyduğu sonucuna ulaşılmıştır [32].

Ravindra ve Raju, gaz türbini kanatçıklarında oluşan gerilmeleri analiz etmiştir. Öncelikle koordinat ölçüm cihazı kullanılarak kanatçık yüzeyinden elde edilen koordinatların yer aldığı dosya oluşturulmuştur. Bu dosya CAD ortamına aktarılmış ve kanatçığın üç boyutlu yapısı CAD ortamında oluşturulmuştur. ANSYS yazılımına ait yapısal analiz modülü kullanılarak kanatçık üzerinde meydana gelen gerilmeler analiz edilmiştir. Kanatçık malzemesi olarak üç farklı malzeme seçilmiş (Ti6Al4V, Ti-8-Al-1Mo-1V ve Çelik) ve kanatçık üzerine sıcaklık dağılımı tanımlanmıştır. Analizler sonucunda Ti6Al4V malzemesi kullanılan kanatçıkta daha az gerilmenin olduğu belirlenmiştir [33].

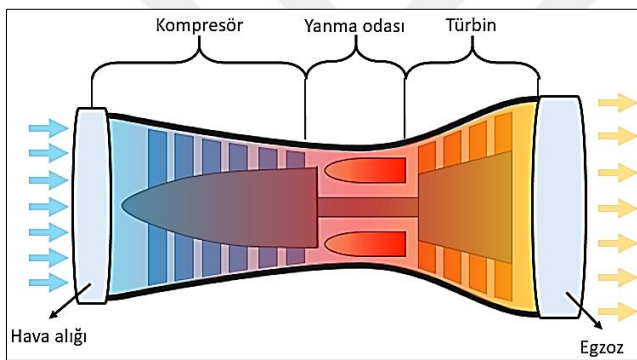


3. GAZ TÜRİNLERİ

Bu bölümde, gaz türbinlerinin tanıtılması için genel bilgilere, türbin tasarımı için kullanılmakta olan teorilere ve bu çalışmanın metodolojisini oluşturan türbin kademesinin tasarım özelliklerine ve hesaplamalarına sistematik olarak yer verilmiştir.

3.1. Gaz Türbinlerinin Temel Kısımları

Gaz türbinleri, kullanım alanlarına ve niteliklerine göre farklı tiplerde tasarlanmıştır. Yapısal olarak; turbojet, turboşaft, turboprop ve turbofan olmak üzere dört ana gruba ayırmak mümkündür. Şekil 3.1’de bir gaz türbininin basit ve genel yapısı verilmiştir.



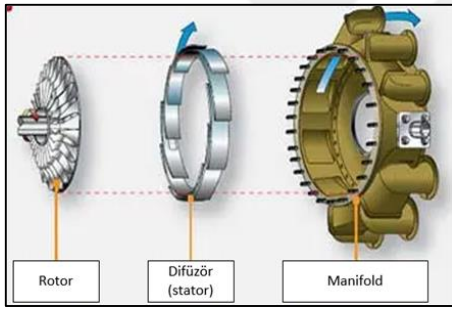
Şekil 3.1. Bir gaz türbininin temel elemanları

Gaz türbinleri, farklı amaçlar doğrultusunda değişik tiplerde tasarlanmış olsalar da genel yapıları birbirine oldukça yakındır. Tüm gaz türbinleri üç adet temel elemandan oluşmaktadır. Kompresör, yanma odası ve türbin gaz türbinini oluşturan yapılardır [34].

3.1.1. Kompresör

Kompresörler, gaz türbinlerinin giriş kısmında yer almaktadır. Kompresörün temel görevi, dış ortamdan havayı emerek sıkıştırmaktır. Kompresör, havayı sıkıştırarak basıncını ve sıcaklığını arttırmaktadır. Böylece, yanma odasında hava-yakıt karışımının yakılabilmesi için gerekli koşulları oluşturmaktadır. Emilen hava, tek kademeli veya çok kademeli olarak sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırmanın tek kademeli veya çok kademeli olması kullanılacak kompresörün tipine, emilecek havanın kütleli debisine ve sıkıştırma oranına bağlıdır. Kompresörler; radyal ve eksenel tip olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır.

Radyal kompresörlerde akışın dönüş ekseninden dönüşe dik eksene doğru yönlendirilmeleri nedeni ile bu kompresör tipi radyal kompresör olarak adlandırılmaktadır. Akışkan, dönüş ekseninden radyal eksenin dışına doğru rotor tarafından itilirken, akışkanın hızı ve kinetik enerjisi artmaktadır. Difüzörde ise akışkanın sahip olduğu kinetik enerji absorbe edilerek basınç artışı meydana gelmekte ve akış hızı azalmaktadır [34]. İlk jet motorlarında kullanılan kompresörler radyal kompresörlerdir. Günümüzde radyal kompresörler, küçük turbojet ve turboşaft motorlarda kullanılmaktadır. Aynı sıkıştırma oranı sağlayan radyal ve eksenel kompresörler karşılaştırıldığında radyal kompresörün daha hafif olduğu, kademe başına daha fazla sıkıştırma oranına sahip olduğu ve daha az hacim işgal ettiği görülmektedir. Radyal kompresörler, eksenel kompresörlere göre daha geniş çalışma aralığına sahiptir. Eksenel kompresörlerde çok sayıda eleman bulunurken radyal kompresörlerde daha az sayıda eleman bulunmaktadır. [35]. Şekil 3.2’de radyal kompresörlerin genel yapısı verilmiştir.

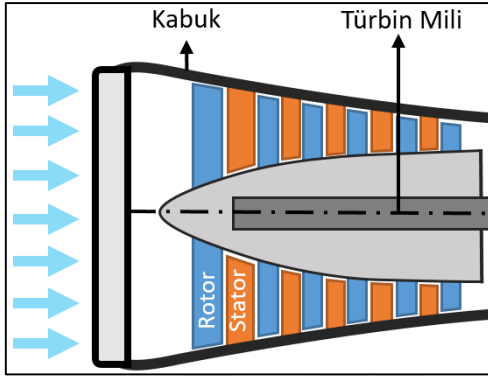


Şekil 3.2. Radyal kompresörü oluşturan temel elemanlar [36]

Gaz türbinlerinde kullanılan radyal kompresörler, genellikle bir veya iki kademedен meydana gelmektedir. Kompresör kademelerinin girişinde uygun akış kesitinin oluşturulması zor olduğu için, ikiden fazla kademeli radyal kompresörler gaz türbinlerinde kullanılmamaktadır.

Gaz türbinlerinde eksenel kompresörler, radyal kompresörlere göre daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Tek bir kademe dikkate alındığında eksenel kompresörlerin sıkıştırma oranı radyal kompresörlere göre daha düşüktür. Ancak eksenel kompresörlerin çok kademeli kullanıma uygun olmaları nedeni ile eksenel kompresörlerde birden fazla kademe kullanılarak daha yüksek sıkıştırma oranı elde edilebilmektedir [37]. Radyal kompresörlere göre daha verimli oldukları için eksenel kompresörler ticari olarak kullanılan gaz türbinlerinde sıklıkla tercih edilmektedir.

Eksenel kompresörlerde akış, makinenin dönüş eksenine paralel bir şekilde ilerlemektedir. Hareketli rotor kanatçıkları arasında, akışkana kinetik enerji kazandırılmakta, sabit stator kanatçıkları arasında ise kinetik enerji absorbe edilerek basınç arttırılmakta ve akış hızı azaltılmaktadır. Günümüzdeki gelişmiş eksenel kompresörler ile hava, kırk kata kadar sıkıştırılabilmektedir [38]. Şekil 3.3'te bir eksenel kompresörün genel yapısı görülmektedir.



Şekil 3.3. Eksenel kompresörün genel yapısı

3.1.2. Yanma odası

Gaz türbinlerinde, kompresör tarafından sıkıştırılan hava yanma odasına iletilmektedir. Yanma odasında havaya sabit basınçta ısı verilerek, havanın sıcaklığı ve sahip olduğu enerji arttırılmaktadır. Hava-yakıt karışımının yakılması sonucu ısı girişi gerçekleşmektedir. Gaz türbinlerinin ilk çalıştırılması esnasında, buji tarafından hava yakıt karışımı ateşlenmektedir. Gaz türbini kararlı bir şekilde çalışmaya başladığında yanma sürekli olarak buji kıvılcımı olmaksızın devam etmektedir [39]. Yanma odasında akış hızı oldukça yüksek olduğundan, alevin sönmemesini ve havayla yakıtın iyi bir şekilde karışmasını sağlamak amacıyla, yanma odası tasarımının dikkatli bir şekilde yapılması gerekmektedir. Yanma odalarının tasarımı; motor verimi, özgül yakıt tüketimi ve egzoz gazı emisyonları gibi parametreleri doğrudan etkilemektedir. Ticari olarak kullanılan gaz türbinlerinde, egzoz gazı emisyon değerleri yasal olarak sınırlandırılmaktadır [40].

Yanma odası, üç farklı bölgeden oluşmaktadır. Birincil bölgede, kompresörden yanma odası dış gövdesine ulaşan hava, yanma odası iç çeperindeki deliklerden çekirdek kısmına girmektedir. Yanma olayı, yaklaşık olarak stokiyometrik hava/yakıt oranında gerçekleşmektedir. Bu bölgede yüksek sıcaklıkta ve hızlı bir yanma meydana gelmektedir.

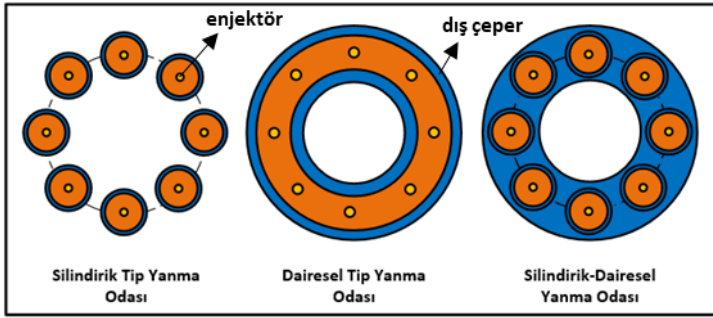
Birincil bölgede başlayan yanma olayının tamamlanması için ikincil bölgede yer alan deliklerden hava girişi gerçekleşmektedir. Yüksek verim elde etmek amacıyla, havanın gireceği deliklerin konumu, bölgesel alev sönmesine neden olmayacak şekilde seçilmelidir. Üçüncül bölgede ise yanmış gazları seyreltme ve soğutma işlemleri gerçekleşmektedir. İstenilen çıkış sıcaklığını sağlamak amacıyla sıcak ve soğuk gazların karışması sağlanmaktadır.

Gaz türbinlerinde, farklı tiplerde yanma odalarının kullanımı mevcuttur. Yanma odaları; silindirik yanma odası, silindirik-dairesel yanma odası ve dairese kesitli yanma odası olarak üç farklı tipte tasarlanabilmektedir.

İlk uçaklarda kullanılan yanma odaları, silindirik tip yanma odalarıdır. Kompresör çıkışındaki akışkan, farklı kanallar ile münferit olarak görev yapmakta olan yanma odalarına girmektedir. Bu yanma odaları; kompresör ve türbini mekanik olarak birbirine bağlayan türbin mili etrafında boşluklu olarak yerleştirilmiştir. Her bir yanma odasının kendi yakıt enjektörü mevcuttur. Bu tip yanma odaları, radyal kompresörlü gaz türbinlerinde kullanıma oldukça uygundur. Bu yanma odalarının zayıf yönleri; fazla hacim işgal etmeleri, giriş kesit alanları büyük olması ve ağırlıklarının nispeten fazla olmasıdır.

Silindirik-dairesel yanma odası, dairese bir gövde üzerinde, eşit boşluklarla yerleştirilmiş birbirinden bağımsız yanma odalarından oluşmaktadır. Ters akış yapısı ile türbin boyunun kısaltılmasına olanak vermektedir. Enjektörlere erişim olanağı ve bakım kolaylığı sağlamaktadır. Bu yanma odalarının zayıf yönleri; basınç düşüşünün, işgal ettiği hacmin, ağırlığının ve ön kesit alanının fazla olmasıdır.

Dairesel kesitli yanma odaları, boyut olarak en avantajlı yanma odalarıdır. Belirli bir çap için maksimum yanma odası hacmini sağlamaktadır. Böylece, türbin çapının azaltılmasına olanak vermektedir. Birbirinden bağımsız yanma odaları yoktur ve yakıt enjektörleri, dairese gövde içerisine eşit aralıklarla yerleştirilmiştir. Basınç kayıpları, diğer yanma odalarına göre daha düşüktür. Bu yanma odalarının zayıf yanları; yapısal bütünlüğünün az olması, eşit sıcaklık dağılımı elde edilmesinin ve tasarımının zor olmasıdır. Farklı yanma odalarına ait basit yapılar Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4. Yanma odası tipleri

Gaz türbinlerinde yanma olayı, kompresör tarafından sağlanan hava ile enjektörlerden püskürtülen yakıtın bir karışım oluşturması ve karışımın tutuşması sonucunda gerçekleşmektedir. Yanma olayı, bujinin hava-yakıt karışımını tutuşturmasıyla başlamakta ve yanma başladıktan sonra buji kıvılcımına ihtiyaç duyulmaksızın yanma devam etmektedir. Enjektörden püskürtülen yakıt, enjektör nozulundan çıktığı an parçalanarak küçük damlacıklar haline gelmektedir. Kompresörün sağladığı havanın içerisinde yer alan oksijen molekülleri ile yakıtın içerdiği hidrokarbonlar tepkimeye girerek yanma reaksiyonu meydana getirmektedir. Yanma olayının gerçekleşmesi için stokiyometrik hava/yakıt oranının sağlanması ve gerekli sıcaklığa ulaşılması gerekmektedir.

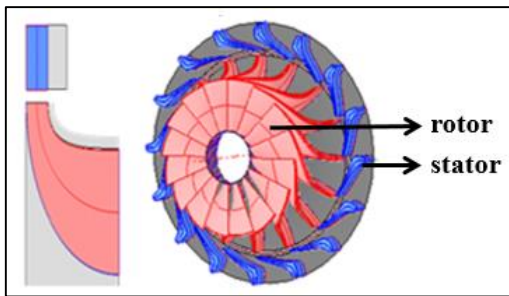
Yanma odalarında püskürtülen yakıtın tam olarak yanması ile yanmamış hidrokarbon emisyonları azaltılmakta ve daha fazla güç elde edilebilmektedir. Yanma odası çıkışındaki gazlar, doğrudan türbine ulaşmaktadır. Yanma odası çıkışındaki akışın düzenli yapıda olması ve çıkış kesiti boyunca tekdüze termodinamik özelliklere sahip olması istenilmektedir. Yanma sonucu ortaya çıkan alevin yanma odası dışına taşması, türbin kademesinin zarar görmesine neden olabileceğinden yanma odası tasarımı yapılırken bu durumun göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Yanma sonucunda akışkan sıcaklığı 2000 K'nin üzerine çıkabileceğinden yanma odası malzemesi bu sıcaklıklara uygun malzemeler arasından seçilmelidir [41].

Yanma odası tasarımı yapılırken hedeflenen kriterler; düşük türbin giriş sıcaklığı, türbin girişinde tekdüze sıcaklık dağılımı, akışkan hızındaki, hava yakıt oranındaki ve yanma odası basıncındaki değişimler sonucunda kararlı çalışabilme, alevin sönmesi durumunda tekrar yanma başlatabilme, uçaklarda egzoz gazlarının görünebilir olmaması ve egzoz emisyonlarının en aza indirilmesi olarak sıralanabilmektedir [42].

3.1.3. Türbin

Türbinlerin görevi, yanma odasından çıkan yüksek basınçlı ve yüksek sıcaklığa sahip gazların sahip olduğu kinetik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürmektir. Elde edilen mekanik enerjinin bir kısmı kompresörün döndürülmesinde ve yardımcı sistemlerin çalıştırılmasında kullanılmaktadır. Geriye kalan enerji ise faydalı iş olarak kullanılmaktadır. Türbin ile kompresör, aynı mil üzerinde yer aldığı için tek şaftlı gaz türbinlerinde kompresörün ve türbinin dönüş hızı birbirine eşit olmaktadır. Türbinler, yanma odasının hemen arkasına yerleştirilmiştir. Yanma odasından çıkan akışkanın sıcaklığı çok yüksek olduğu için türbinler yüksek sıcaklıklara dayanıklı malzemelerden üretilmekte ve gerekirse farklı soğutma teknolojileri kullanılarak veya termal bariyer kaplama uygulanarak kanatçıkların daha yüksek sıcaklıklara dayanması sağlanmaktadır. Türbinler eksenel ve radyal olmak üzere iki farklı tipte tasarlanmaktadır.

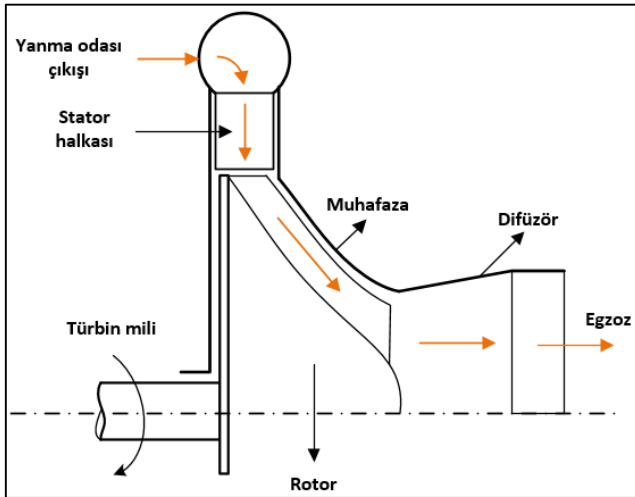
Radyal türbinlerde akışkan, yanma odasından makine dönüş eksenine paralel olarak çıkmakta ve dirseklerde 90° döndürülerek makine dönüş eksenine dik doğrultuda türbine girmektedir. Türbin girişinde yer alan stator kanatçıkları ile akışkanın hızı arttırılmaktadır. Stator kanatçıkları tarafından yönlendirilen akışkan, mil üzerine monte edilen rotor üzerindeki kanatçıklara çarparak rotorun dönmesini sağlamaktadır. Şekil 3.5'te radyal türbinin genel yapısı verilmiştir.



Şekil 3.5. Radyal türbin kademesi [43]

Radyal türbinlerde elde edilen genişleme oranı, eksenel türbinlerdekine göre daha fazladır. Radyal türbinler, eksenel türbinlere göre daha düşük verime sahiptirler ancak çalışma aralıkları daha geniştir. [44]. Radyal türbinlerin kullanılması, gaz türbininin toplam boyunun kısaltılmasına olanak vermektedir. Ancak akış debisi fazla olduğunda, daha büyük bir ön kesit alanına sahiptir. Bu nedenle yüksek genişleme oranına sahip gaz türbinlerinde radyal

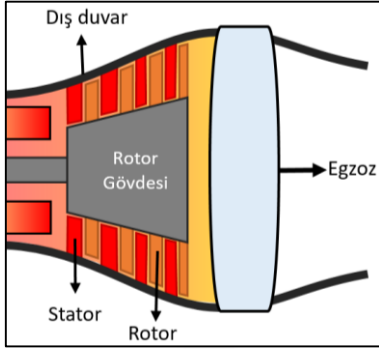
türbinler tercih edilmemektedir. Radyal türbinin stator ve rotorunun soğutulması, eksenel türbin kademesinin soğutulmasına göre daha zordur. Radyal türbinlerin kesit görünüşü Şekil 3.6.'da verilmiştir.



Şekil 3.6. Radyal türbin yapısı

Eksenel türbinler, radyal türbinlere göre daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu türbinlerde, akışkan yanma odasından çıktıktan sonra hareketini dönüş eksenine paralel olacak şekilde devam ettirmektedir. Eksenel türbinler, genellikle çok kademeli olarak tasarlanmaktadır. Kademe başına genişleme oranının radyal türbinlere göre düşük olması bu ihtiyacı ortaya çıkarmaktadır. Bir eksenel türbin kademesi, stator ve rotor kanatçık sütunlarından meydana gelmektedir. Akışkan, türbin bölümünden egzozla doğru ilerlerken öncelikle, kademelerdeki sabit stator kanatçıklarına, daha sonra da türbin mili üzerinde dönme hareketi yapan rotor kanatçıklarına çarparak ilerlemektedir. Stator kanatçıklarının görevi, kıvrımlı yapıları sayesinde yanma odasından çıkan ve dönüş eksenine paralel olarak ilerleyen akışkanı yönlendirerek akışkana teğetsel yönde bir hız kazandırmak ve akışkanın kinetik enerjisini arttırmaktır. Stator çıkışında, teğetsel hız bileşenine sahip olan akışkan rotor kanatçıklarına girmekte ve burada akışkanın sahip olduğu kinetik enerjinin bir kısmı mekanik işe dönüştürülmektedir [37]. Rotordan çıkan akışkan ise bir sonraki türbin kademesine veya egzoz kısmına iletilmektedir. Türbin kanatçıkları, yüksek sıcaklıklara maruz kalmaları nedeniyle, termal performansı yüksek olan süper alaşımlar ile üretilmektedir. Sıcaklığın 1500 K'e ulaştığı gaz türbinlerinde, yanma odası çıkışında yer alan ilk türbin kademesindeki kanatçıkların soğutulması ve ihtiyaç duyulursa termal bariyer kaplama ile sıcaklığa daha dirençli hale getirilmesi gerekmektedir [45]. Türbin kanatçıkları,

yüksek dönüş hızları ve yüksek sıcaklıklar nedeniyle kompresör kanatçıklarına göre daha yüksek termal ve yapısal gerilmelere maruz kalmaktadır. Şekil 3.7’de bir eksenel türbine ait genel yapı verilmiştir.



Şekil 3.7. Eksenel türbin yapısı

3.2. Gaz Türbini Çeşitleri

Kullanılacakları alanlardaki güç ihtiyacının ve tasarımsal boyutların farklılık göstermesi nedeni ile gaz türbinleri farklı çeşitlerde tasarlanmıştır. Gaz türbinlerinden iki farklı şekilde güç elde edilmektedir. Bunlardan ilki şaft gücü, ikincisi ise itki gücü olarak ifade edilmektedir. Şaft gücü, türbin bölümünde yer alan hareketli rotor kanatçıkları tarafından sağlanmaktadır. Şaft gücü, kompresörün ve yardımcı aksesuarların çalıştırılmasında kullanılmaktadır. Bunların yanı sıra bir jeneratörün, pervanenin, fanın vb. elemanların tahrik edilmesinde de kullanılabilir. İtki gücü ise türbin kademelerinin çıkışında, akışkanın sahip olduğu kinetik enerjinin bir nozul yardımı ile arttırılması sonucu arka kısımda itki kuvvetinin oluşmasını sağlamaktadır. İtki kuvveti genellikle uçakların hareketinin sağlanması için kullanılmaktadır. Buradaki itki, gaz türbininden çıkan momentumun yarattığı kuvvettir. Bir gaz türbininin yarattığı itki kuvveti Eş. 3.1. kullanılarak hesaplanmaktadır. $\dot{m}$ ifadesi kütleli debiyi, V_o ise akışkanın sistemden çıkış hızını temsil etmektedir.

$$F = \dot{m}V_o \quad (3.1)$$

Gaz türbinleri; turbojet, turboşaft, turboprop ve turbofan olmak üzere üç farklı tipte tasarlanmaktadır.

3.2.1. Turbojet

Turbojet tipi gaz türbinleri, genel olarak savaş uçaklarında ve özel yolcu uçaklarında kullanılmaktadır. Bu tip gaz türbinlerinin en belirgin özelliği, elde edilen itki gücünün diğer gaz türbinlerine nazaran daha fazla olmasıdır. Diğer gaz türbinlerine göre daha düşük akış debisine ve daha yüksek egzoz çıkış hızına sahiptir. Uçağın hareketini sağlayan itki gücü, egzozdan çıkan akışkanın kütsel debisine ve hızına bağlıdır. Yüksek çıkış hızları ile savaş uçaklarında ve bazı özel uçaklarda yüksek itki gücü oluşturulmaktadır. Genel olarak, tek türbin kademesine sahiptirler ve bu türbin kademesi sadece kompresörün ve yardımcı sistemlerin tahriğini sağlamaktadır. Turbojet tipi gaz türbinlerinin egzoz kısmında bir nozul yer almaktadır. Nozul, türbin çıkışındaki kesit alanını daraltarak akışkan hızlandırmakta ve dolayısıyla akışkanın sahip olduğu kinetik enerjiyi arttırmaktadır. Bazı turbojetlerde, nozul öncesine yerleştirilen ard yakıcı sistemi (afterburner) ile türbin çıkışına yakıt püskürtülerek ilave yanma gerçekleştirilmekte ve akışkanın hızı daha da artırılarak yüksek itki gücü elde edilmektedir. Ancak, çok fazla yakıt tüketildiği için kalkış anında veya ani hızlanma ihtiyacında kısa süreli olarak kullanılmaktadır [35]. Diğer gaz türbinlerine göre daha gürültülü çalışmaları ve yakıt tüketimlerinin fazla olması nedeniyle ticari alanlarda kullanılmamaktadır. Turbojet motora sahip bazı uçaklar ses hızının üzerine çıkabilmektedir. Şekil 3.8’de turbojet tipi bir gaz türbini verilmiştir.



Resim 3.1. Turbojet motor (CJ610) [46]

3.2.2. Turboşaft

Turboşaft tipi gaz türbinleri, genel olarak elektrik üretim santrallerinde, helikopterlerde, gemilerde ve boru hatlarındaki pompa sistemlerinde kullanılmaktadır [47]. Bu gaz türbinlerinde, türbin şaftından mekanik güç elde edilmesi amaçlanmaktadır. Türbin mili ile jeneratör veya pervane gibi bir eleman redüksiyon mekanizması kullanılarak birbirine

bağlanmakta ve uygun hız veya uygun torkta elemanın hareketi sağlanmaktadır. Turboşaft motorlarda genel olarak itki gücünden faydalanılmadığından, türbin çıkışındaki gazların akış hızı turbojet motorlara göre oldukça düşüktür. En belirleyici özellikleri yüksek çıkış gücüne sahip olmaları, küçük boyutlu ve nispeten hafif olmalarıdır. Şekil 3.9’da turboşaft tipi bir gaz türbini verilmiştir



Resim 3.2. Turboşaft motor (GE-T700) [48]

3.2.3. Turboprop

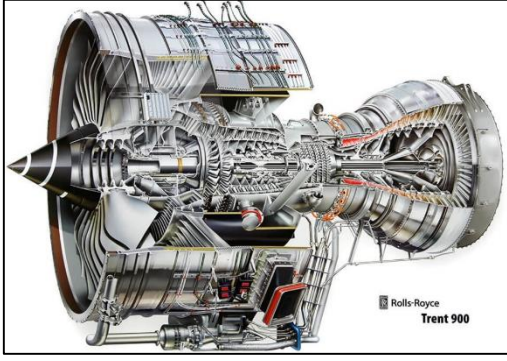
Turboprop tipi gaz türbinleri, turboşaft gaz türbinlerine oldukça benzemektedir. Bu tip gaz türbinleri, genellikle pervaneli uçaklarda kullanılmaktadır. Türbin çıkış mili ile pervane arasında redüksiyon mekanizması kullanılarak türbin milindeki düşük torklu ve yüksek hızlı hareket yüksek torklu ve düşük hızlı harekete dönüştürülmektedir. Bazı turboprop uçaklarda, gaz türbininin emme yönü uçağın arkasına doğru yerleştirilerek türbin ile pervanenin daha yakın olması sağlanabilmekte ve daha kompakt bir yapı oluşturulabilmektedir. Turboprop tipi gaz türbinlerinde kullanılan pervane çapları büyük olduğundan, aynı itki gücü diğer gaz türbinlerine göre daha düşük akış hızlarıyla elde edilebilmektedir. Akış hızının daha düşük olması nedeniyle, yüksek akış hızına sahip gaz türbinlerine göre, daha verimlidir. Bu tip gaz türbinlerinin düşük hızlardaki verimi diğer gaz türbinlerine göre oldukça yüksektir. Turboprop gaz türbini kullanılan uçaklarda, pervanenin uç kısımlarının hızı ses hızının üzerine çıktığında pervanenin sağladığı itkide büyük bir düşüş meydana geldiğinden bu tip uçaklar çok yüksek hızlara çıkamamaktadır [49]. Şekil 3.10’da turboprop tipi bir gaz türbininin genel yapısı verilmiştir.



Resim 3.3. Turboprop motor (GE-H80) [50]

3.2.4. Turbofan

Turbofan tipi gaz türbinlerini diğer gaz türbinlerinden ayıran en belirgin özellik, gaz türbininin girişinde büyük bir fanın yer almasıdır. Bu tip gaz türbinleri genel olarak ticari amaçlı yük ve yolcu uçaklarında kullanılmaktadır. Turbofan motordaki akış, giriş bölgesinde ikiye bölünerek akışın bir kısmı kompresör ve türbinin yer aldığı çekirdek bölgesinden, diğer kısmı ise çekirdek ile dış gövde arasında yer alan bypass bölgesinden gaz türbininin çıkışına doğru ilerlemektedir. Burada bypass bölgesinden akan akışkanın debisinin çekirdekten akan akışkanın debisine oranı bypass oranı olarak isimlendirilmektedir [51]. Çekirdek bölgesinin çıkışındaki çekirdek nozulu ile jet itkisi oluşturulmakta, bypass bölgesinin çıkışındaki fan nozulu ile fan itkisi oluşturulmaktadır. Bu iki itkinin toplamı uçağın toplam itkisini ifade etmektedir. Yolcu uçakları ve yük taşımaya yönelik uçaklarda kullanılan turbofanların bypass oranı yüksek, savaş uçaklarında kullanılan turbofanlarda bypass oranı düşüktür. Düşük hızlar için turboprop tipi gaz türbinlerinin verimi en maksimum, yüksek hızlarda ise turbojet tipi gaz türbinlerinin verimi maksimumdur. Turbofan motorlar ise daha geniş çalışma aralığında bu iki maksimum verim değeri arasında çalışmaktadır. Gürültü emisyonları turbojet ve turboprop motorlara göre daha düşük seviyededir. Dünyadaki şu ana kadar seri üretimi gerçekleştirilmiş en büyük uçak olan Airbus A380 hareketini sağlayan 4 adet turbofan tipi gaz türbininin her biri 311 kN itki gücüne sahiptir [52]. Şekil 3.11’de turbofan tipi bir gaz türbini verilmiştir.



Resim 3.4. Turbofan motor (Trent 900) [52]

3.3. Gaz Türbini Kanatçıklarının Soğutulması

Gaz türbinlerinin türbin kısmında, akışkan basıncı ve sıcaklığı oldukça yüksek seviyelerdedir. Türbin veriminin ve performansının iyileştirilmesi doğrudan türbin giriş sıcaklığının arttırılması ile mümkün olduğundan, türbini oluşturan stator ve rotor kanatçıklarının yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemelerden imal edilmesi gerekmektedir. Bu sıcaklıklarda çalışabilecek malzemelerin geliştirilmesi için çok sayıda çalışma yapılmaktadır. Günümüzde malzeme teknolojisinin gelişmesi ile yüksek sıcaklıklara dayanıklı süperalaşımlar üretilmektedir. Ancak bu malzemelerin dahi güvenli çalışma sıcaklığı 1500 K'nin üzerine çıkamamaktadır. İlk türbin kademesinin girişinde akışkan sıcaklığının 1500 K'nin üzerine çıktığı türbin kanatçıklarında soğutulmaya ve termal bariyer kaplamaya ihtiyaç duyulmaktadır. Türbin kademelerindeki kanatçıkların soğutulması için farklı yöntemler kullanılmakta olup, bu yöntemler maksimum çalışma sıcaklığına, türbin kademesinin geometrisine ve kullanım alanına bağlı olarak farklılık göstermektedir [53].

Türbin kanatçıklarındaki maksimum sıcaklıklarının sınırlandırılması amacıyla kullanılan soğutma teknolojileri; içten soğutma ve dıştan soğutma olarak karşımıza çıkmaktadır. Her iki yöntemde de soğutma için gerek duyulan soğutma havası, kompresörün yanma odası öncesinde yer alan kademesi tarafından tedarik edilmektedir. Bu havanın sağlanması için harcanan enerji verimsizlik yaratmaktadır. Soğutma havasının akışı düzensizleştirilmesi türbin verimini ve performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Bu nedenle soğutma havasının etkin bir şekilde ve mümkün olduğunca az kullanılması, türbin verimi ve performansının istenilen değerlerde tutulabilmesi açısından oldukça önem arz etmektedir. Gaz türbinlerinde genel olarak, kompresör tarafından sağlanan soğutma havası, hava girişinden alınan toplam hava miktarının % 3 - 5'i kadar olmaktadır. Soğutma havası

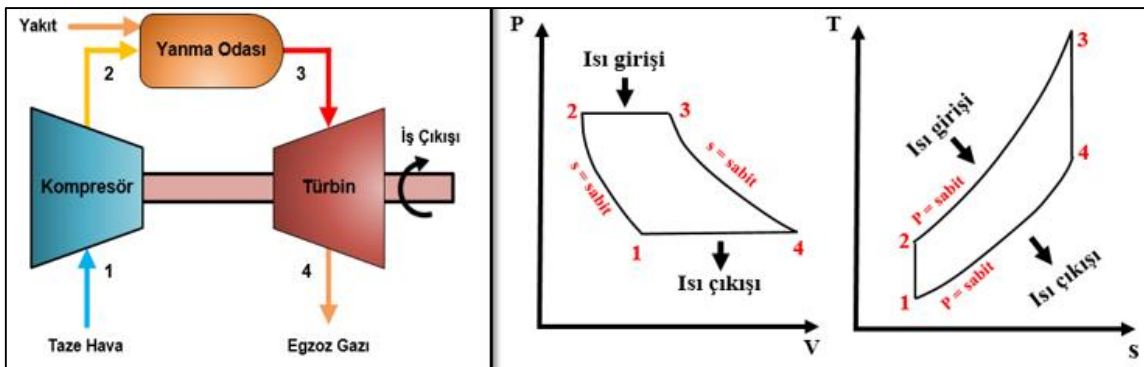
sıcaklığı 500°C seviyelerinde olup türbin kanatçığını yaklaşık 1000°C 'de tutacak kadar soğutma yapabilmektedir [37].

3.4. Gaz Türbinlerinin Aerotermodinamik Analizi

Gaz türbinlerinin termodinamik analizi, gaz türbininin tasarımında önemli bir paya sahiptir. Termodinamik analiz sonucunda, gaz türbini elemanlarının genel yapısı ve çalışma şartları belirlenmektedir. Gaz türbinlerinin çalışma çevrimi Brayton çevrimine oldukça yakındır. Bu nedenle gaz türbinlerinin termodinamik analizi yapılırken Brayton çevrimi kullanılmaktadır.

3.4.1. Brayton çevrimi

Brayton çevrimi, hem açık çevrimli hem de kapalı çevimli gaz türbinleri için geçerlidir. Brayton çevrimi adını George Brayton'un pistonlu motorlara yönelik yaptığı çalışmalardan alsa da temel ilkeleri John Barber tarafından ortaya koyulan çevrime dayanmaktadır [54]. Brayton çevrimi, literatürde Joule çevrimi olarak da adlandırılmaktadır. Brayton çevriminde aracı akışkan olarak ideal gaz kullanılmaktadır. Şekil 3.8'de tek kademeli sıkıştırma ve genişleme olaylarının olduğu bir Brayton çevrimi görülmektedir.



Şekil 3.8. Brayton çevrimi [55]

Şekil 3.8'de verilen 1 - 2 noktaları arasında gerçekleşen olay izentropik sıkıştırma değildir. Akışkanın 1 numaralı noktadaki basıncı P_1 , sıcaklığı T_1 olup sıkıştırma sonunda basıncı P_2 , sıcaklığı ise T_2 olmaktadır. 1 - 2 arasındaki izentropik sıkıştırma olayı kompresörde gerçekleşmektedir. Kompresörün çıkışındaki basıncın, girişindeki basınca oranı sıkıştırma

oranı olarak ifade edilmekte ve r_p ile gösterilmektedir. Sıkıştırma oranı, Eş. 3.2 ile belirlenmektedir.

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.2)$$

Kompresörün akışkanını sıkıştırması esnasında, kompresör adyabatik olarak iş yapmaktadır. Kompresörün yaptığı iş Eş. 3.3 ile hesaplanmaktadır.

$$W_c = m c_p (T_2 - T_1) \quad (3.3)$$

Eş. 3.3'teki m akışkanın kütlesidir. 2 - 3 noktaları arasında akışkana sabit basınçta dışarıdan ısı verilmektedir. Akışkana ısı verilmesi neticesinde akışkanın sıcaklığı T_2 sıcaklığından T_3 sıcaklığına ulaşmakta ve basıncı sabit kalmaktadır. 2 - 3 arasında ısı girişi ısıtıcı veya yanma odası denilen birimde meydana gelmektedir. Akışkana dışarıdan ısı girişi (Q_{giren}) Eş. 3.4 kullanılarak belirlenmektedir. Eş. 3.4'te yer alan c_p sabit basınçta özgül ısı değeridir.

$$Q_{giren} = m c_p (T_3 - T_2) \quad (3.4)$$

Isıtıcıda sıcaklığı ve enerjisi arttırılan akışkanın genleşme işlemi 3 - 4 noktaları arasında meydana gelmektedir. Burada genleşen akışkanın sahip olduğu enerjinin bir kısmı türbin tarafından faydalı iş olarak değerlendirilmektedir. Gazların 3 - 4 noktaları arasında adyabatik olarak genleşmesi sonucunda akışkanın basıncı ve sıcaklığı azalarak sırasıyla P_4 ve T_4 olmaktadır. Türbinden elde edilen işin (W_T) hesaplanmasında Eş. 3.5 kullanılmaktadır.

$$W_T = m c_p (T_3 - T_4) \quad (3.5)$$

Açık çevrimli gaz türbinlerinde akışkanın sahip olduğu enerjinin bir kısmı türbin çıkışında ortama atılmakta ve $P_4 = P_1$ olmaktadır. Ortama atılan ısı ($Q_{çıkan}$) Eş. 3.6 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$Q_{\text{çıkan}} = m c_p (T_4 - T_1) \quad (3.6)$$

Hava standart koşullarındaki bir Brayton çevriminin verimi sistemden elde edilen faydalı işin sisteme verilen enerjiye oranı olarak ifade edilmektedir. Verimin belirlenmesinde Eş. 3.7 kullanılmaktadır.

$$\eta_{th} = \frac{m c_p (T_3 - T_2) - m c_p (T_4 - T_1)}{m c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (3.7)$$

İzentropik hal denklemini kullanarak sıcaklıkların oranı ve sıkıştırma oranı arasındaki ilişki, Eş. 3.8 ve Eş. 3.9 ile ifade edilmektedir.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.8)$$

$$T_2 = T_1 (r_p)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.9)$$

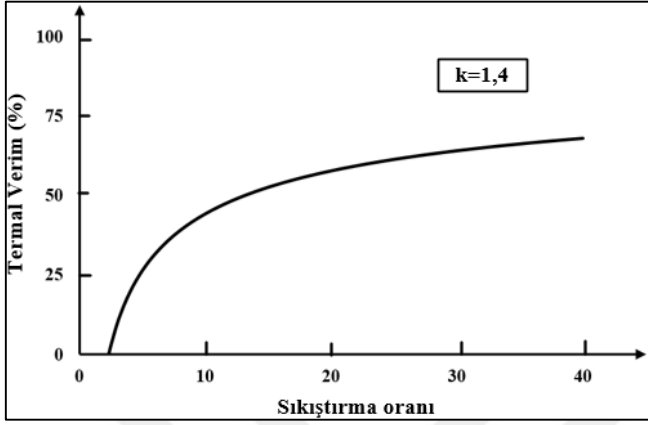
Eş. 3.8 ve Eş. 3.9'da k ifadesi havanın özgül ısı kapasitesi oranıdır. Türbindeki genişleme oranı ile kompresördeki sıkıştırma oranının büyüklüğünün aynı olması nedeniyle, türbin giriş ve çıkışındaki sıcaklıkların ilişkisi Eş. 3.10'daki gibi kurulmaktadır.

$$\frac{T_3}{T_4} = (r_p)^{\frac{k-1}{k}}, \quad T_3 = T_4 r_p^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.10)$$

Sıcaklıklar birbiri cinsinden ifade edilip Eş. 3.12'de yerine koyulduğunda Brayton çevrimi veriminin Eş. 3.11'deki gibi olduğu sonucuna ulaşılmaktadır.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_4 r_p^{\frac{k-1}{k}}}, \quad \eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \quad (3.11)$$

Brayton çevriminde verimin sıkıştırma oranının bir fonksiyonu olduğu görülmektedir. Şekil 3.9'da yüksek sıcaklıklarda, sıkıştırma oranına bağlı olarak termal verimin değişimi verilmiştir.



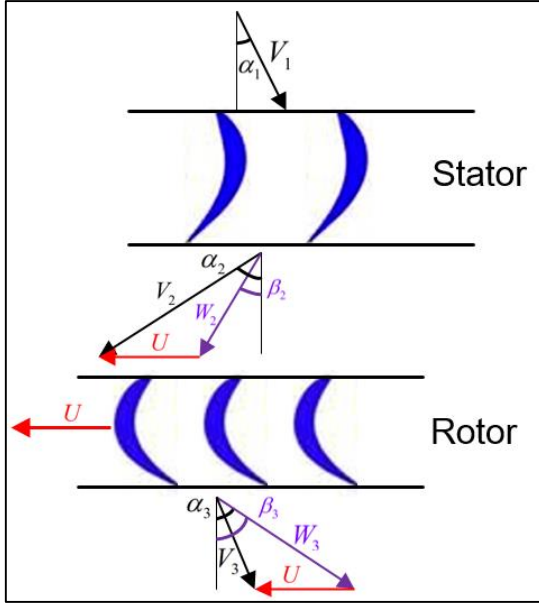
Şekil 3.9. Brayton çevriminde sıkıştırma oranının verime etkisi [55]

3.4.2. Hız üçgenleri

Türbin kademesini oluşturan stator ve rotor kanatçıkları tasarlanırken, kademeye ait hız üçgenlerinin oluşturulması gerekmektedir. Hız üçgenleri kullanılarak türbin kademesindeki akış vektörel olarak ifade edilmektedir. Hız üçgenlerinde iki tip hız vektörü bulunmaktadır. Bu hız vektörleri; mutlak hız ($\vec{V}$) ve relatif hız ($\vec{W}$) vektörleridir [56]. Mutlak hız vektörü, akış hızını durağan bir noktayı referans alarak ifade ederken relatif hız vektörü ise rotor ile beraber dönen bir noktayı referans alarak ifade etmektedir. Hız üçgenleri ile ilgili ayrıntıya girmeden önce mutlak hız ve relatif hız arasındaki ilişkinin ifade edilmesi gerekmektedir. Düz bir yolda farklı hızlarda hareket eden A ve B araçlarının mutlak hızları sırasıyla 30 m/s ve 50 m/s olsun. Burada mutlak hız, yol kenarında duran bir ölçü aleti tarafından ölçülmektedir. Ancak ölçü aleti A aracı üzerinde hareket ederse A aracının kendisine göre hızını 0 m/s, B aracının kendisine göre hızını ise kendisine göre 20 m/s olarak ölçecektir. Burada ölçüm cihazının ölçtüğü hızlar A aracı üzerindeki referans çerçeveye göre ölçülen relatif hızdır. Mutlak hız ile relatif hız arasındaki ilişki Eş. 3.12'de ifade edilmektedir. Burada U_{ref} ifadesi relatif çerçeveye ait hızı temsil etmektedir.

$$V = U_{ref} + W \quad (3.12)$$

Eksenel bir gaz türbini kademesine ait temsili hız üçgenleri Şekil 3.10'da verilmiştir. Hız vektörleri ile makine dönüş eksenine arasında meydana gelen açılar dikkate alınmıştır. α ile belirtilen açılar mutlak hızın makine dönüş eksenine ile yaptığı açıyı, β ile ifade edilen açılar ise relatif hızın makine dönüş eksenine ile yaptığı açıyı ifade etmektedir. α ve β ifadeleri sırasıyla mutlak hız açısı ve relatif hız açısı olarak isimlendirilmektedir.

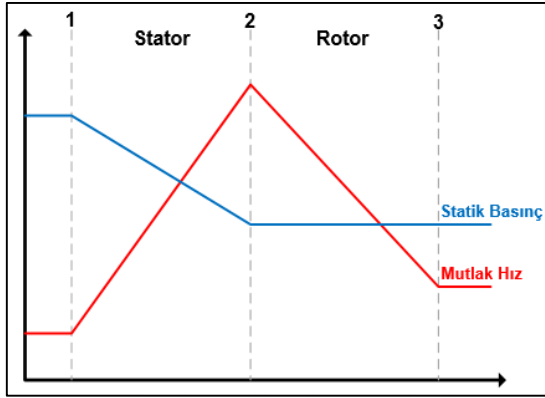


Şekil 3.10. Eksenel türbin kademesine ait hız üçgenleri

Hız üçgenlerinden anlaşılabacağı üzere, stator kanatçıkları arasında akışkanın mutlak hızı artarken rotor kanatçıkları arasında relatif hızı artmaktadır. Ancak bu durum rotor kanatçığının tipine göre farklılık gösterebilmektedir. 1 noktası stator girişini veya kademe girişini, 2 noktası stator çıkışını veya rotor girişini, 3 noktası ise rotor çıkışını veya kademe çıkışını belirtmektedir. Akışkan kanatçıklardan geçerken akışkanın doğrultusu ve hızı değişmektedir. Stator kanatçığı çıkışında akışkanın hızının girişine göre daha yüksek olmasının sebebi akışın statordan geçerken genişlemesidir. Stator kanatçıkları arasında akışkanın basıncı azalmakta ve akışkan kinetik enerji kazanmaktadır. Rotor kanatçığı girişinde akışa teğetsel hız kazandırılarak iş yapabilme kapasitesi arttırılmaktadır. Türbin kademesinden elde edilecek güç rotor girişi ve çıkışındaki mutlak hızın teğetsel bileşenlerinin büyüklükleri ile doğrudan ilişkilidir.

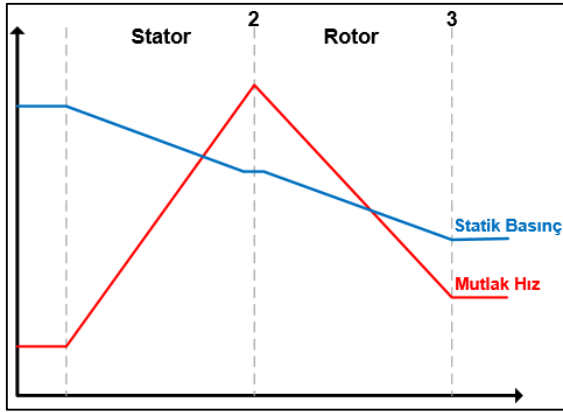
İmpuls tipi türbin kademelerinde gazların genişmesi sonucu, ısı enerjisi kinetik enerjiye dönüşmektedir. Hızı artan gazlar, rotor kanatçıklarına çarparak rotor kanatçığını dönmeye

zorlamaktadır. Burada akışkanın sahip olduğu kinetik enerjinin bir kısmı şaft işine dönüşmektedir. İmpuls tipi türbinlerde stator kanatçıkları arasında mutlak hız artmakta ve statik basınç azalmaktadır. Rotor kanatçıkları arasında ise akışkanın mutlak hızı azalmakta ancak relatif hızı ve statik basıncı sabit kalmaktadır. Stator kanatçıkları arasında entalpi düşüşü meydana gelirken rotor kanatçıkları arasında entalpi sabit kalmaktadır. Akışın rotor girişi ve çıkışındaki relatif bileşenleri akış eksenine göre simetrik olmaktadır. İmpuls tipi türbin kademelerinde reaksiyon derecesi sıfıra eşit olup bu tip yapılar genel olarak buhar türbinlerinde kullanılmaktadır. Şekil 3.11’de impuls tipi gaz türbini kademesine ait statik sıcaklık ve mutlak hız değişimi grafiği verilmiştir.



Şekil 3.11. İmpuls tipi türbin kademesine ait hız ve basınç diyagramı

Reaksiyon tipi türbin kademeleri, günümüzdeki gaz türbinlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tip türbinlerde gazlar, hem stator hem de rotor kanatçıkları arasında genişlerken ilerlemektedir. Statik basınç ve entalpi, stator ve rotor kanatçıkları arasında azalmaktadır. Tek bir kademe dikkate alındığında, impuls tipi türbin kademelerinde yapılan iş, reaksiyon kademelerinde yapılan işten daha fazla olmaktadır. Ancak reaksiyon tipi türbin kademelerinde verimin daha fazla olması bu türbin kademelerinin gaz türbinlerinde daha yaygın olarak kullanımının sebebidir. Şekil 3.12’de reaksiyon tipi türbin kademesine ait statik basınç ve mutlak hız grafiği verilmiştir.



Şekil 3.12. Reaksiyon tipi türbin kademesine ait hız ve basınç diyagramı

3.4.3. Mach sayısı

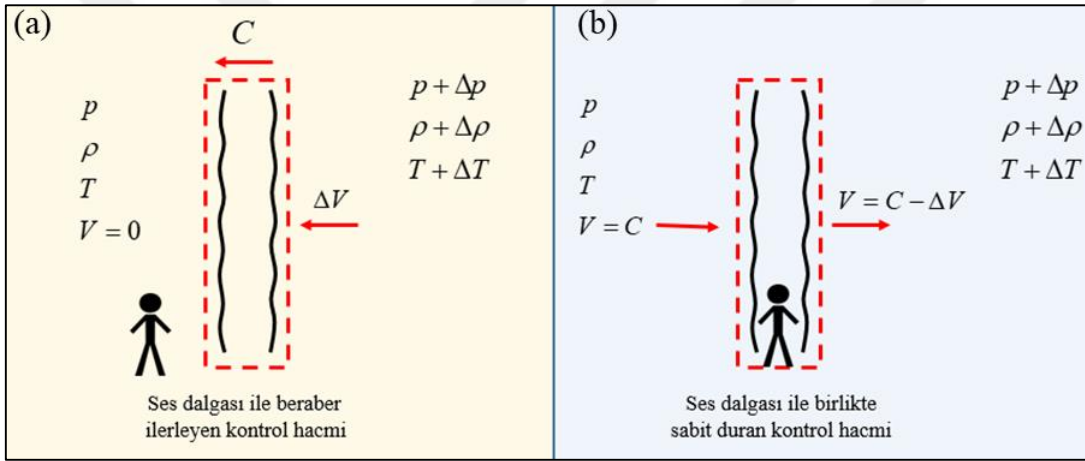
Sıkıştırılabilir akışlarda Mach sayısı (M), akışın karakteristiğini belirten boyutsuz bir parametredir. Mach sayısı akışkan hızının akışkanın bulunduğu ortama ait ses hızına oranı olarak ifade edilmektedir. Mach sayısının değerinden yola çıkarak akışın hangi türde olduğu belirlenebilmektedir [57]. Mach sayısı Eş. 3.13 kullanılarak belirlenmektedir. Eş. 3.13'teki C ifadesi ses hızını temsil etmektedir.

$$M = \frac{V}{C} \quad (3.13)$$

Mach sayısının 0 - 0,3 değerleri aralığında olduğu durumlarda akış sıkıştırılmaz akış olup akışkanın yoğunluğunda bir değişim meydana gelmemektedir. Mach sayısı 0,3 - 0,8 aralığında olan akış sıkıştırılabilir ses altı akıştır ve akışkanın yoğunluğunda değişim meydana gelmektedir. Bu aralıkta akışta şok dalgası görülmemektedir. Mach sayısı 0,8 - 1,2 aralığında olan akış sıkıştırılabilir transonik akış olarak isimlendirilmektedir. Transonik akışta şok dalgaları görülebilmektedir. Mach sayısı 1,2 - 3 aralığında olduğunda süpersonik akış meydana gelmekte ve akışın tüm bölgelerinde akış hızı ses hızının üzerinde olmaktadır. Mach sayısının 3 değerinin üzerine çıktığı durumlarda akış hipersonik akış olarak isimlendirilmekte ve akışkanın termodinamik özelliklerinde çok büyük farklılıklar meydana gelmektedir [57].

3.4.4. Ses hızı

Ses hızı, akışkan içerisinde oluşan bir basınç dalgasının ortamdaki ilerleme hızını ifade etmektedir. Akışkanın türüne ve sıcaklığına bağlı olup, akışkana ait termodinamik bir özelliktir. Şekil 3.13(a)'da yüzey alanı A olan sonsuz küçüklükte bir kontrol hacmi akışkan içerisinde C hızıyla hareket etmektedir. Kontrol hacminin her iki yüzündeki ilerleme hızı ve termodinamik özellikler birbirinden farklıdır. Bu kontrol hacmi üzerinde momentum dengesi kurularak ses hızının matematiksel modeli oluşturulmaktadır. Ancak model Şekil 3.13(a)'ya göre işlem yapıldığında düzensiz terimler ortaya çıktığı için ses dalgasının modeli Şekil 3.13(b)'ye göre yapılmaktadır.



Şekil 3.13. Mutlak çerçevedeki ses dalgası (a), relatif çerçevedeki ses dalgası (b)

Şekil 3.13(b)'de ses dalgasının sabit kaldığı kabul edilmektedir. Ses dalgasının sol yüzündeki hız sağ yüzündeki hızdan daha yüksektir. Bu nedenle ses dalgasının önünde ve arkasında akışkanın termodinamik özellikleri farklıdır. Ses dalgasının her iki yüzü için süreklilik ilkesi Eş. 3.14 kullanılarak uygulanacak olursa kontrol hacminin iki yüzeyindeki hızların farkı Eş. 3.15'teki gibidir.

$$\rho AC = (\rho + \Delta\rho) A(C - \Delta V) \quad (3.14)$$

$$\Delta V = \frac{d\rho C}{(\rho + \Delta\rho)} \quad (3.15)$$

Eş. 3.14 ve Eş. 3.15'te ρ ile akışkanın yoğunluğu, V ile akışkanın hızı ve p ile basınç parametreleri ifade edilmektedir. Kontrol hacmi üzerindeki kuvvetler dengesi kurularak iki yüzey arasındaki basınç farkı, Eş. 3.16 - 3.18 kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$\sum F = \dot{m}(V_{\text{çıkış}} - V_{\text{giriş}}) \quad (3.16)$$

$$pA - (p + \Delta p)A = \rho AC(C - \Delta V - C) \quad (3.17)$$

$$\Delta p = \rho C \Delta V \quad (3.18)$$

Eş. 3.16'da F ile yüzeylerdeki kuvvet ifade edilmektedir. Süreklilik ilkesi ve momentum dengesinden elde edilen ifadeler bir araya getirildiğinde ses hızının karesi Eş. 3.19 kullanılarak elde edilmektedir.

$$C^2 = \frac{\Delta p}{\Delta \rho} \left(1 + \frac{\Delta \rho}{\rho} \right) \quad (3.19)$$

Eğer akışta şok dalgası meydana gelmiyorsa, ses dalgasının sağ tarafındaki akışkanın yoğunluğundaki değişim çok küçük seviyede olacaktır. Bu nedenle, Eş. 3.19'daki $\Delta \rho / \rho$ ifadesi sıfıra yakın olacağından ihmal edilebilmektedir. Şok dalgası meydana gelmeyen bir ses dalgasına ait ses hızının karesi Eş.3.20 ile belirlenebilmektedir.

$$C^2 = \frac{\partial p}{\partial \rho} \quad (3.20)$$

Eş. 3.20'deki kısmi türev ifadesinin termodinamik sürecin yapısına göre hesaplanması gerekmektedir. İzotermal ve izentropik süreçler için ses hızı Eş. 3.21 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$C = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \Big|_s \right)^{1/2} = \left(k \frac{\partial p}{\partial \rho} \Big|_T \right)^{1/2} \quad (3.21)$$

İdeal gaz denkleminde basıncın yoğunluğa göre kısmi türevi alınarak Eş. 3.22’de yerine yazılırsa ses hızı Eş. 3.22’deki gibi hesaplanır. R ifadesi, akışkana ait gaz sabitidir.

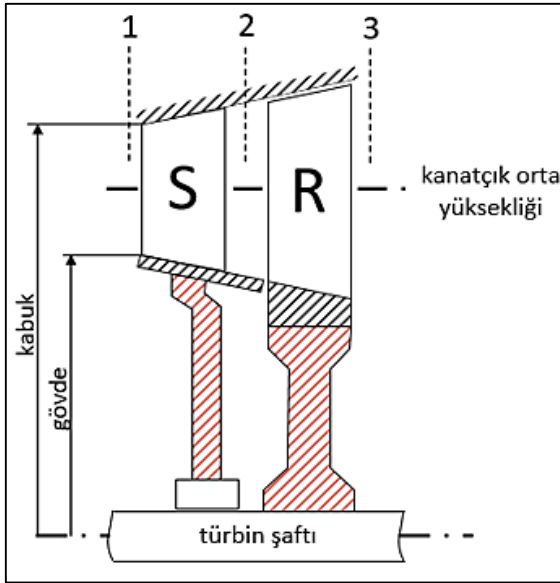
$$C = \left[k \left(\frac{\partial(\rho RT)}{\partial \rho} \right) \right]^{1/2} = \sqrt{kRT} \quad (3.22)$$

3.4.5. Gaz türbini kademesinde sıkıştırılabilir akış teorisi

Gaz türbinlerinin türbin bölümünde, yüksek sıcaklık ve yüksek basınçta bir akış gerçekleşmektedir. Akışa ait Mach sayısı, yüksek akış hızı nedeni ile genel olarak 0,3 değerinin üzerinde olmaktadır. Bu şartlardan dolayı, akışkanın yoğunluğunda ciddi değişimler meydana gelmektedir. Yoğunluğun değiştiği durumlarda analiz yapılırken sıkıştırılabilir akış yaklaşımına ihtiyaç duyulmaktadır [58]. Sıkıştırılabilir akış teorisi gazlara uygulandığı için genellikle gaz dinamiği olarak adlandırılmaktadır. Sıkıştırılabilir akış teorisinde dört adet yönetici denklem kullanılmaktadır. Bu denklemler; süreklilik denklemi, hal denklemi, momentum denklemi ve enerji denklemidir. Şekil 3.14’te eksenel bir gaz türbini kademesinin meridyonel görünüşü verilmiştir. 1,2 ve 3 numaralı kesitlerden geçen akışkanın kütleli debisi ($\dot{m}$) sabit kalmakta olup bu durum Eş. 3.23 ve Eş. 24’te ifade edilmiştir.

$$\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.23)$$

$$\rho_1 V_{1a} A_1 = \rho_2 V_{2a} A_2 = \rho_3 V_{3a} A_3 \quad (3.24)$$



Şekil 3.14. Eksenel türbin kademesinin meridiyenel görünüşü

Hal denklemi, ideal gazların sahip olduğu sıcaklık, basınç ve yoğunluk arasındaki matematiksel ilişkiyi ifade etmektedir. Eş. 3.25'te ideal gazlar için hal denklemi verilmiştir.

$$P = \rho RT \quad (3.25)$$

Eksenel gaz türbini kademesinde yer alan stator kanatçıkları hareket etmediği için stator kanatçık sütununda iş üretimi olmamaktadır. Bu nedenle enerjinin korunumu gereği stator kanatçığının giriş ve çıkışında toplam enerji sabit kalmaktadır. Rotor kanatçığı hareketli bir kanatçık olup, akışkanın sahip olduğu kinetik enerjiden mekanik iş üretimi yapmaktadır. Rotor kanatçığının girişindeki toplam enerji, rotor kanatçığı çıkışındaki toplam enerji ile kanatçık tarafından türbin miline aktarılan enerjinin toplamı kadar olmaktadır. Özetle, bir eksenel türbin kademesinde enerji korunmaktadır. Stator ve rotor sütunları için enerji dengesi Eş. 3.26'da verilmiştir. h_0 ile toplam entalpi ifade edilmektedir. w ifadesi, rotor sütunundan elde edilen mekanik işi temsil etmektedir.

$$h_{01} = h_{02} = h_{03} + w \quad (3.26)$$

Eş. 3.27'de toplam entalpi statik entalpi (h) ve kinetik enerji cinsinden verilmiştir.

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \quad (3.27)$$

Burada T_0 ifadesi toplam sıcaklık olarak isimlendirilmekte olup, bir akışkanın izentropik olarak durağan hale getirilmesi durumunda sahip olacağı sıcaklığı ifade etmektedir. İş üretimi olmayan durumlar için iki noktadaki enerji dengesi Eş. 3.28'deki gibi kurulmaktadır,

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (3.28)$$

Toplam sıcaklık, statik sıcaklık ile dinamik sıcaklığın toplamına eşittir. Bu durumun matematiksel karşılığı Eş. 3.29'da verilmiştir.

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p} \quad (3.29)$$

Mach sayısına bağlı olarak geliştirilen eşitlikler; türbin kademesi için sıcaklık, basınç, yoğunluk ve kesit alanı gibi parametreler belirlenirken oldukça kullanışlılık göstermektedir. Bu parametrelerin elde edilmesinde öncelikle Eş. 3.29'da sabit basınçta özgül ısı ifadesi (c_p) yerine $kR/(k-1)$ ifadesi yazılarak Eş. 3.30 elde edilmektedir.

$$T_0 = T + \frac{k-1}{2kR} V^2 \quad (3.30)$$

Sonrasında Eş. 3.31'in her iki tarafı T ile bölünerek toplam sıcaklık ve statik sıcaklık arasındaki oran Mach sayısının bir fonksiyonu olarak Eş. 3.31'de verilmiştir.

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2kRT} V^2 = 1 + \frac{k-1}{2C^2} V^2 = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \quad (3.31)$$

İzentropik hal denklemleri kullanılarak, toplam basınç/statik basınç oranı (p_0 / p) ve toplam yoğunluk/statik yoğunluk oranı (ρ_0 / ρ), Mach sayısının fonksiyonu olarak ifade edilebilmektedir. İzentropik hal denklemleri Eş. 3.32 ve Eş. 3.33'te verilmiştir.

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.32)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (3.33)$$

Eş. 3.31’de elde edilen toplam sıcaklık/statik sıcaklık oranı Eş. 3.32 ve Eş. 3.33’te yerine konulduğunda izentropik hal denklemleri Mach sayısı cinsinden Eş. 3.34 ve Eş. 3.35 ile ifade edilmektedir.

$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.34)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (3.35)$$

3.4.6. Türbin kademesinde meydana gelen kayıplar

Gaz türbinleri, yüksek güç kapasitesine sahip makinelerdir. Dünyadaki enerji üretiminin önemli bir kısmı bu makineler vasıtasıyla gerçekleşmektedir. Gaz türbinleri enerji üretiminin yanı sıra havacılıkta ve denizcilikte yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu makinelerin verimlerinin yüksek olması ekonomi, güç kapasitesi veya menzil gibi bazı performans parametrelerinin de yüksek olmasını sağlamaktadır [59]. Bu nedenle, gaz türbini kademesi tasarlanırken türbin kayıplarının en aza indirgenerek verimin iyileştirilmesi hedeflenmektedir.

Türbin kısmında meydana gelen kayıplar gaz türbininin performansını olumsuz şekilde etkilemektedir. Türbin kademesinde meydana gelen akış üç boyutlu, viskoz, türbülanslı ve sıkıştırılabilir bir akış olduğu için akış esnasında entropi artışı meydana gelmektedir. Entropi artışına neden olan durumlar, kayıpların artmasına neden olmaktadır. Sınır tabakalarda meydana gelen viskoz sürtünmeler, yüksek basınçlı akışkan ile düşük basınçlı akışkanın karışması sürecinde meydana gelen düzensizlikler, şok dalgaları ve çevredeki bileşenler ile akışkan arasında meydana gelen ısı transferi entropi artışına neden olan başlıca unsurlardır.

Türbin kademesindeki kayıpların ve bu kayıplara neden olan faktörlerin daha kolay anlaşılabilmesi amacıyla türbin kayıpları gruplara ayrılarak incelenmiştir [60]. Bu başlıklar profil kayıpları, ikincil akış kayıpları, uç boşluğu kayıpları, arka kenar kayıpları, şok dalgalarının neden olduğu kayıplar ve soğutma kayıpları olarak sıralanabilmektedir.

Profil kayıpları, sınır tabakanın genişlemesi sonucu akış alanının daralması ve sürtünmelerin artması nedeniyle ortaya çıkmaktadır. Sınır tabaka ayrışması da profil kayıplarının nedenlerindendir. Akışkanın, kanatçığa teğet olarak girmemesi, yani karşılaşma açısının sıfırdan farklı olması durumu profil kayıplarının artmasına neden olmaktadır.

İkincil akış kayıpları, ana akış ile türbin gövde ve kabuğunda viskoz sürtünmeler nedeniyle meydana gelen türbülanslı akışın karışması sonucu oluşmaktadır. Akıştaki düzensizliğin artmasına neden olan bu durum kayıpları arttırmaktadır. Bu kayıplar duvar sonu kayıplar olarak da literatürde verilmiştir. Kanatçık girişindeki Mach sayısı, sınır tabaka kalınlığı ve kanatçık profili ikincil akış kayıplarını etkileyen parametrelerdir.

Uç boşluğu kayıpları, kanatçığın basınç yüzeyindeki yüksek basınçlı akışkanın uç boşluğundan sızarak emme yüzeyindeki nispeten daha düşük basınçlı akışkan ile karışması sonucunda ortaya çıkmaktadır. Burada basınç yüzeyi tarafından basıncın düşmesiyle kademenin sağlayacağı moment azalmakta, aynı zamanda emme tarafına karışan akışkan akışı düzensizleştirerek kayıp miktarını arttırmaktadır. Bu kayıpların azaltılmasını sağlamak amacıyla rotor kanatçıklarının ucuna ilave yapılar eklenerek daha az miktarda akışkanın basınç yüzeyinden emme yüzeyine sızması sağlanabilmektedir.

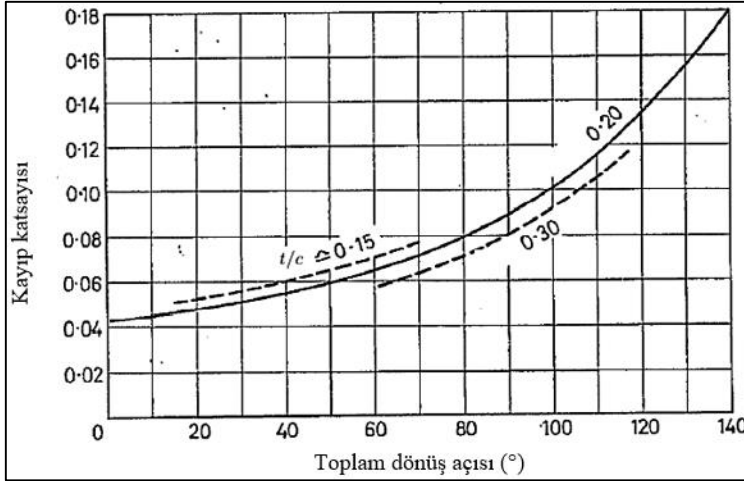
Arka kenar kayıpları, türbin kanatçığının arka kenarının keskin olmadığı durumlarda meydana gelmektedir. Dayanım ve soğutma göz önüne alındığında, arka kenarın keskin olması söz konusu değildir. Kanatçık arka kenar kalınlığı arttıkça, arka kenara yakın bölgedeki akışta durma noktası meydana gelmekte ve bu nedenle kayıp miktarı artmaktadır. Akışkan, arka kenara ulaştığında, arka kenar kalınlığından kaynaklı olarak emme ve basınç yüzeyi profilinden ayrılmakta ve arka kenarın yakınındaki bölgede negatif basınç değişimi meydana gelmektedir. Bu durum toplam basınçta düşüşe neden olmakta kayıpları arttırmaktadır. Geri basınç, akış çıkış açısı, arka kenar kalınlığı, Mach sayısı gibi parametreler arka kenarda meydana gelen kayıpları etkileyen parametrelerdir.

Şok dalgaları, Mach sayısının 1 değerinin üzerine çıkması durumunda meydana gelen yapılardır. Şok dalgası oluştuğunda, statik basınç ve yoğunluk oldukça kısa bir mesafede artmaktadır. Bu artışlar aynı zamanda sınır tabakanın genişlemesine ve akıştaki viskoz kayıpların artmasına neden olmaktadır.

Genel olarak, ilk türbin kademesinde çok yüksek sıcaklıkların var olması nedeniyle kanatçıkların soğutulmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Soğutma kayıpları ise ana akış ile soğutma akışının karışması sonucunda ortaya çıkan kayıplardır.

Literatürde farklı kayıp modelleri yer almakta olup bu modeller deneysel veriler doğrultusunda oluşturulmuştur. Bu çalışmada, türbin kayıpları bir boyutlu akış analizinde Soderberg kayıp modeli [18] kullanılarak belirlenmiştir.

Soderberg kayıp korelasyonu ile türbin kademesinde meydana gelen kayıplar, tasarım aşamasında tahmin edilebilmektedir. Bu kayıp modeli deneysel veriler doğrultusunda Soderberg tarafından oluşturulmuştur. Soderberg kayıp korelasyonunda, stator ve rotor kanatçıklarında meydana gelen kayıplar; kanatçıklar arası aralığın kord uzunluğuna oranı, Reynold sayısı, yüksekliğin kord uzunluğuna oranı ve kanatçık açıları gibi parametreler kullanılarak tahmin edilebilmektedir [18]. Soderberg korelasyonunun ilk aşamasında kanatçıktaki toplam dönüş açısına ($\Delta\alpha$) ve kalınlık/kord uzunluğu oranına (t_M/c) göre nominal kayıp katsayısı (ξ') Şekil 3.15'te verilen grafik yardımı ile belirlenmektedir. Kanatçıktaki toplam dönüş miktarı ve kanatçık kalınlığı arttıkça nominal kayıp katsayısında artış meydana gelmektedir.



Şekil 3.15. Toplam dönüş açısına bağlı olarak nominal kayıp katsayısı [18]

Nominal kayıp katsayısı belirlendikten sonra, eksenel kord uzunluğunun (c_x) kanatçık yüksekliğine (l) oranı Eş. 3.36'da yerine yazılarak kayıp katsayısına bir düzeltme uygulanmaktadır.

$$\xi'' = (1 + \xi') \left(0.975 + 0.075 \frac{c_x}{l} \right) - 1 \quad (3.36)$$

Eş. 3.36'da verilen ifade rotor kanatçıkları için geliştirilmiştir. Stator kanatçıklarındaki düzeltme Eş. 3.37 kullanılarak gerçekleştirilmektedir.

$$\xi'' = (1 + \xi') \left(0.993 + 0.075 \frac{c_x}{l} \right) - 1 \quad (3.37)$$

Son bir düzeltme ise Reynold (Re) sayısına göre yapılmaktadır. Kanatçıklar arasındaki akışın Reynold sayısı belirlenirken, kanatçıkları girişindeki akışkan özellikleri ve kanatçıkları çıkışındaki akış kesitinin boyutu dikkate alınmaktadır. Stator kanatçıkları arasındaki akış kesitine ait hidrolik çap ($D_{H,s}$) Eş. 3.38 yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$D_{H,s} = \frac{2l_s g_s \cos \alpha_2}{g_s \cos \alpha_2 + l_s} \quad (3.38)$$

İki kanatçık arasındaki mesafe g ile temsil edilmektedir. Kanatçık çıkış açısı; stator için α_2 , rotor için ise β_3 ile gösterilmektedir. Rotor kanatçıkları arasındaki akış kesitinin hidrolik çapı ($D_{H,r}$) Eş. 3.39 ile hesaplanmaktadır

$$D_{H,r} = \frac{2l_r g_r \cos \beta_3}{g_r \cos \beta_3 + l_r} \quad (3.39)$$

Stator kanatçıkları arasındaki akışın Reynold sayısı Eş. 3.40 kullanılarak hesaplanmaktadır. μ sembolü dinamik viskozitenin sembolüdür.

$$Re_s = \frac{V_2 D_{H,s} \rho_2}{\mu_s} \quad (3.40)$$

Rotor kanatçıkları arasındaki akışın Reynold sayısı Eş. 3.41 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$Re_r = \frac{W_3 D_{H,r} \rho_3}{\mu_r} \quad (3.41)$$

Nominal kayıp katsayısı üzerindeki son düzeltme Reynolds sayısına göre Eş. 3.42 kullanılarak yapılmaktadır.

$$\xi''' = \left(\frac{10^5}{Re} \right)^{0.25} \cdot \xi'' \quad (3.42)$$

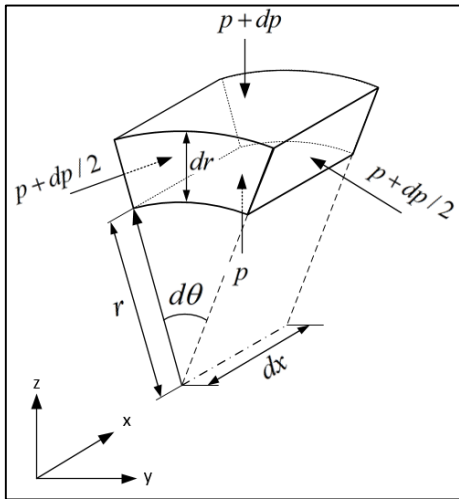
ξ''' ifadesi, stator ve rotor kanatçıkları için hesaplanarak, stator ve rotor kanatçıklarında meydana gelen kayıp miktarı ve kanatçıkların izentropik verimi belirlenebilmektedir.

3.4.7. Gaz türbinlerinde radyal denge teorisi

Eksenel gaz türbinlerinde, bir türbin kademesindeki akış analiz edilirken, kanat dibindeki dönüş yarıçapının (r_h) kanat ucundaki dönüş yarıçapına (r_t) oranı dikkate alınması gereken bir parametredir. r_h / r_t oranının 0,9'dan büyük olması durumunda akışın iki boyutlu olarak

incelenmesi uygun bir yaklaşımdır. Ancak, r_h / r_t oranı 0,9'un altında ise akış hızlarının ve akış vektörlerinin yarıçap istikametindeki değişimleri etkili olacağı için üç boyutlu akış yaklaşımı ile analiz yapılmalıdır [44].

Rotor kanatçıklarının dönmesi ile birlikte, rotor kanatçıkları arasında bulunan akışkan da dönmekte ve akışkana santrifüj kuvvetler etki etmektedir. Kanatçığın dönüş yarıçapına bağlı olarak santrifüj kuvvetlerin etkisi değişmektedir. Bu nedenle akışkanın aerotermodinamik özellikleri, dönüş yarıçapının fonksiyonlarıdır. Aynı durum stator kanatçıkları arasında akışın yönlendirilmesi ile oluşmakla birlikte hız ve basınç profillerindeki farklar daha düşük seviyelerde olmaktadır. Türbin kademesi tasarımı yapılırken, kanatçığın dönüş yarıçapına bağlı olarak basınç ve sıcaklık gibi termodinamik özelliklerin belirlenmesinde radyal denge teorisi kullanılmaktadır. Radyal denge teorisinde, radyal momentum denklemleri ve Gibbs enerji denklemi kullanılarak akışkanın aerotermodinamik özellikleri dönüş yarıçapının bir fonksiyonu olarak modellenmektedir [61]. Şekil 3.16'da verilen aksel gaz türbini kademesinde, kanatçıklar arasındaki bir akışkan elemanı ve bu elemana etki eden kuvvetler gösterilmiştir.

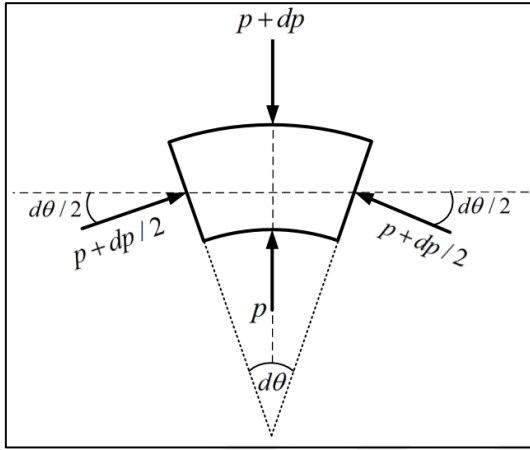


Şekil 3.16. Radyal hacim elemanı üzerine etkiyen harici kuvvetler

Akış elemanı ω açısal hızı ile türbin mili ekseninde dönme hareketi yapmaktadır. Akışkan elemanının, yarıçap yönündeki hız bileşeninin (V_r) çok küçük olması nedeniyle bu bileşenin büyüklüğünün sıfıra eşit olduğu kabul edilmektedir. Eleman üzerinde momentum dengesi kurularak, kanatçık dibinden kanatçığın uç kısmına kadar, yarıçap yönündeki basınç değişimi dönüş yarıçapına bağlı olarak elde edilmektedir. Akışkan elemanına sağ ve sol

yüzeyinden etki eden basınçların yatay eksendeki bileşenleri birbirini dengelemektedir (Şekil 3.17). Sağ ve sol yüzeydeki basınçların dikey bileşenleri (p_d) ise Eş. 3.43 kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$p_d = \left(p + \frac{dp}{2} \right) \sin \left(\frac{d\theta}{2} \right) \quad (3.43)$$



Şekil 3.17. Radyal düzlemdeki iki boyutlu kontrol hacmi

$d\theta$ açısının yeterince küçük olması nedeniyle Eş. 3.43, Eş. 3.44'teki gibi tekrar düzenlenebilir.

$$p_d = \left(p + \frac{dp}{2} \right) \left(\frac{d\theta}{2} \right) = p \frac{d\theta}{2} + \frac{dp}{2} \frac{d\theta}{2} \quad (3.44)$$

Eş. 3.44'ün sağ tarafında, iki tane yeterince küçük büyüklük çarpım halinde bulunduğu için bu terim ihmal edilebilecek bir büyüklüktür. Eş. 3.44'teki söz konusu terim ihmal edildiğinde Eş. 3.45 elde edilmektedir.

$$p_d = p \frac{d\theta}{2} \quad (3.45)$$

Akışkan elemanının kütlesi Eş. 3.46 kullanılarak hesaplanmaktadır. r ile hacim elemanının dönüş eksenine uzaklığı ifade edilmektedir.

$$dm = r d\theta dr \rho \quad (3.46)$$

Hacim elemanı üzerinde kurulan kuvvet dengesi Eş. 3.47’de verilmiştir.

$$(p + dp)(r + dr)d\theta - prd\theta - \left(p + \frac{1}{2}dp\right)drd\theta = dm \frac{V_\theta^2}{r} \quad (3.47)$$

Gerekli sadeleştirmeler yapıldığında Eş. 3.48 elde edilmektedir.

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{V_\theta^2}{r} \quad (3.48)$$

Toplam basınç Eş. 3.49 ile ifade edilmektedir. Toplam basınç ifadesi Eş. 3.48’de kullanılarak eksenel ve teğetsel hız bileşenlerinin dönüş yarıçapına bağlı olarak değişimini veren matematik model Eş. 3.50’deki gibi elde edilmektedir.

$$p_0 = p + \frac{1}{2}\rho V^2 \quad (3.49)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_0}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{d}{dr} \left[p + \frac{1}{2}\rho V^2 \right] \quad (3.50)$$

Bileşke hız; teğetsel hız (V_θ) ve eksenel hız (V_x) bileşenlerine ayrılıp Eş. 3.50’nin yeniden düzenlenmesi ile radyal momentum denklemi Eş. 3.51’deki gibi elde edilmektedir.

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_0}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + V_x \frac{dV_x}{dr} + V_\theta \frac{dV_\theta}{dr} \quad (3.51)$$

Eş. 3.50’de $(1/\rho)(dp/dr)$ ifadesi yerine V_θ^2/r ifadesi yazılırsa ve gerekli düzenlemeler yapıldığında, hız bileşenleri ile toplam basınç arasında Eş. 3.52’deki matematiksel ilişki kurulmaktadır.

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_0}{dr} = V_x \frac{dV_x}{dr} + \frac{V_\theta}{r} \frac{d(V_\theta r)}{dr} \quad (3.52)$$

İzentropik şartlarda, toplam basıncın, dönüş yarıçapına bağlı olarak değişmediği kabulü yapılmaktadır. Dolayısıyla eşitliğin sol tarafı sıfıra eşit olacaktır. Sonuç olarak teğetsel hız ve eksenel hız bileşenlerinin yarıçapa bağlı olarak değerini belirlemek amacıyla kullanılan diferansiyel denklem (Eş. 3.53) elde edilmektedir.

$$V_x \frac{dV_x}{dr} + \frac{V_\theta}{r} \frac{d(V_\theta r)}{dr} = 0 \quad (3.53)$$

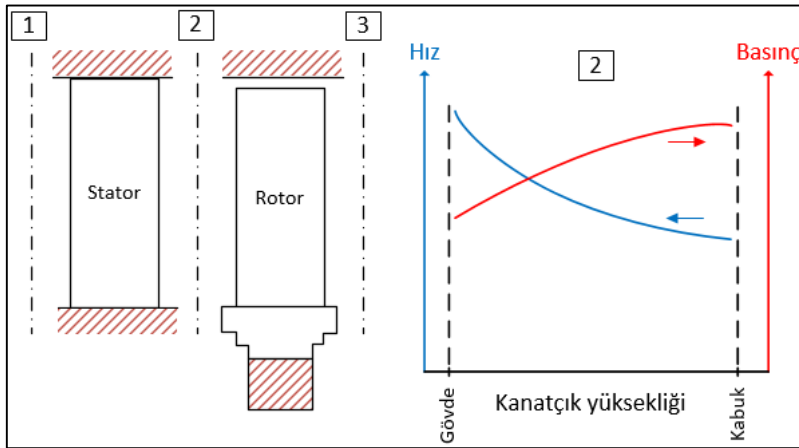
3.4.8. Serbest girdap teorisi (Free vortex theory)

Eksenel türbin kademesinin orta çizgi akışı tasarımı yapıldığında, kanatçık yüksekliğinin yarısındaki hız vektörleri ve akışkanın termodinamik özellikleri belirlenmektedir. Dolayısıyla, farklı dönüş yarıçapları için akışkanın termodinamik özelliklerindeki ve hız vektörlerindeki değişim, orta çizgi akışı tasarımı yapılırken göz önünde bulundurulmamaktadır [35]. Bir önceki bölümde yarıçap istikametindeki eksenel ve teğetsel hız bileşenleri, radyal momentum dengesi kurularak modellenmiştir. Bu modelden yola çıkarak, stator kanatçığının çıkışındaki veya rotor kanatçığının giriş ve çıkışındaki hız bileşenlerinin ve o kesitte bulunan akışkanın termodinamik özelliklerinin farklı dönüş yarıçapları için hesaplanması gerekmektedir. Serbest Girdap Teorisi bu amaçla kullanılmakta olup, söz konusu teoride aşağıda yer alan kabuller yapılarak modelleme yapılmaktadır:

1. Eksenel hız bileşeni, dönüş yarıçapına bağlı olarak değişmemektedir.
2. Rotor kanatçığı çıkışındaki teğetsel hız bileşeni, kanatçık dönüş yarıçapı ile ters orantılıdır.
3. Toplam entalpi, dönüş yarıçapına bağlı olarak değişmemektedir. Kanatçık yüksekliği boyunca tek bir değere sahiptir.

Serbest girdap teorisi ile burgulu (twisted) kanatçıklar tasarlanmaktadır. Buhar türbinlerinde burgulu kanatçık kullanmanın performans üzerinde etkisi çok az olduğu için buhar türbinlerinde bu tasarım genel olarak kullanılmamaktadır. Ancak gaz türbinlerinde, burgulu kanatçık tasarımı uygulandığında türbin kademesinin performansında iyileşme meydana geldiği için bu yöntem gereklilik arz etmektedir [35]. Radyal denge teorisinde ve yapılan deneysel çalışmalarda, kanatçık dibinden uç kısmına doğru gidildikçe giriş ve çıkış kesitleri

arasındaki sıcaklık ve basınç değişiminin arttığı ifade edilmektedir [62]. Şekil 3.18’de aksenal bir türbin kademesinin; giriş, orta ve çıkış kesitlerindeki mutlak hızın ve statik basıncın değişimi verilmiştir. Kademe giriş ve çıkışında tekdüze bir basınç ve hız dağılımının olduğu kabul edilmiştir. Bu kabul, çıkıştaki mutlak hızın tamamen aksenal yönde olduğu durumlar için geçerli olmaktadır [35]. Rotor ve stator kanatçığı arasındaki bölge 2 numara ile gösterilmiş ve bu bölgedeki akışkan hızı ve basıncının kanatçık yüksekliğine göre değişimi verilmiştir.



Şekil 3.18. Kanatçık yüksekliğine bağlı olarak sıcaklık ve basınç değişimi [35]

Serbest girdap teorisinde, akışkanın farklı dönüş yarıçaplarındaki teğetsel hızının dönüş yarıçapı ile ters orantılı olduğu kabul edilmektedir. Bu durum Eş. 3.54 ile matematiksel olarak ifade edilmiştir.

$$V_{\theta} r = \text{sabit} \quad (3.54)$$

Bu teoride, akışkanın her birim kütesinden eşit miktarda enerji elde edildiği varsayılarak, hızın ve termodinamik özelliklerin değişimi belirlenmektedir. Orta çizgi akışı tasarımında belirlenen kütleli debi ile serbest girdap tasarımında hesaplanan kütleli debinin birbirine eşit olması gerekmektedir. Silindirik kontrol hacimlerinden geçen akışkanın kütleli debisi Eş. 3.55 kullanılarak hesaplanabilmektedir. $d\dot{m}$ ile çok küçük ve halka şeklindeki kontrol hacminden geçen kütleli debi ifade edilmektedir.

$$d\dot{m} = \rho 2\pi r dr V_x \quad (3.55)$$

Tüm akış kesitinden geçen akışkanın kütleli debisi, integral almak suretiyle Eş. 3.56 kullanılarak belirlenmektedir. Burada, aksel hız yarıçap istikametinde değişmediği kabul edilmektedir.

$$\dot{m} = 2\pi V_x \int_{r_h}^{r_t} \rho r dr \quad (3.56)$$

Serbest girdap teorisinde mutlak hızın aksel bileşeninin kanatçık yüksekliği boyunca sabit olduğu kabul edilmektedir ($V_x = \text{sabit}$). Eş. 3.57’de mutlak hızın teğetsel bileşeni ile aksel bileşeni arasındaki ilişki verilmiştir.

$$V_\theta = V_x \tan \alpha \quad (3.57)$$

Rotor girişinde Eş. 3.58 uygulanmaktadır.

$$V_{2\theta} = V_{2x} \tan \alpha_2 \quad (3.58)$$

Eş. 3.58’deki teğetsel hız bileşeni Eş. 3.54’te yerine yazıldığında Eş. 3.59 elde edilmektedir.

$$V_{2x} \cdot r \cdot \tan \alpha_2 = \text{sabit} \quad (3.59)$$

Kanatçığın herhangi bir yüksekliğinde teğetsel hız bileşeni ile yarıçapın çarpımı sabit olacağından, kanatçık yüksekliği boyunca stator çıkışındaki açı değişimi Eş. 3.60 ve Eş. 3.61 ile belirlenebilmektedir. m alt indisi kanatçık orta yüksekliğindeki parametre değerlerinin ifade etmektedir.

$$V_{2x} \cdot \tan \alpha_2 \cdot r = V_{2xm} \cdot \tan \alpha_{2m} \cdot r_{2m} \quad (3.60)$$

$$\alpha_2 = \arctan \left(\frac{V_{2xm} \cdot \tan \alpha_{2m} \cdot r_{2m}}{V_{2x} r} \right) \quad (3.61)$$

Bir boyutlu akış analizinden elde edilen eksenel hız ve dönüş yarıçapı, kanatçık orta yüksekliğindeki yarıçap için hesaplanmaktadır. Benzer şekilde, rotor kanatçığı çıkışındaki açı değişimi Eş. 3.62 ve Eş. 3.63 kullanılarak belirlenmektedir.

$$V_{3x} \cdot \tan \alpha_3 \cdot r = V_{3x} \cdot \tan \alpha_{3m} \cdot r_{3m} \quad (3.62)$$

$$\alpha_3 = \arctan \left(\frac{V_{3x} \cdot \tan \alpha_{3m} \cdot r_{3m}}{V_{3x} r} \right) \quad (3.63)$$

Rotor giriş ve çıkışındaki mutlak hız açıları belirlendikten sonra, kanatçık profilini oluşturabilmek için relatif hız açılarının da belirlenmesi gerekmektedir. Hız üçgenlerinden yola çıkarak rotor girişindeki relatif hız açısı ile mutlak hız açısı arasındaki ilişki Eş. 3.64'teki gibi elde edilmektedir.

$$\tan \beta_2 = \tan \alpha_2 - \frac{U}{V_{2x}} \quad (3.64)$$

Burada U çizgisel dönüş hızı olup, kanatçık orta yüksekliğinde U_m değerini almaktadır.

$\tan \alpha_2$ ifadesi Eş. 3.60'tan çekilip Eş. 3.64'te yerine yazıldığında, rotor çıkışındaki relatif hız açısının yarıçapa göre fonksiyonu Eş. 3.65 ve Eş. 3.66 kullanılarak elde edilmektedir.

$$\tan \beta_2 = \left(\frac{r_{2m}}{r} \right) \tan \alpha_{2m} - \left(\frac{r}{r_{2m}} \right) \frac{U_m}{V_{2x}} \quad (3.65)$$

$$\beta_2 = \arctan \left[\left(\frac{r_{2m}}{r} \right) \tan \alpha_{2m} - \left(\frac{r}{r_{2m}} \right) \frac{U_m}{V_{2x}} \right] \quad (3.66)$$

Benzer şekilde, rotor çıkışındaki her bir kanatçık yüksekliği için relatif hız açısı Eş. 3.68 ve Eş. 3.69 ile belirlenmektedir.

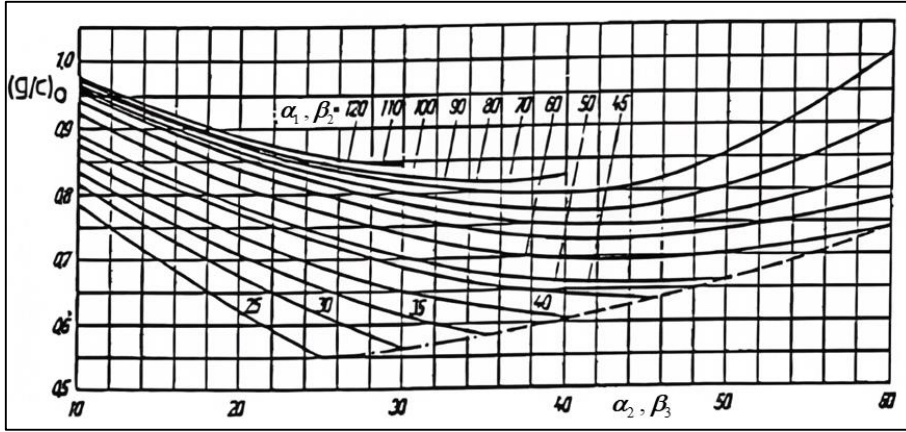
$$\tan \beta_3 = \left(\frac{r_{3m}}{r} \right) \tan \alpha_{3m} + \left(\frac{r}{r_{3m}} \right) \frac{U_m}{V_{3x}} \quad (3.67)$$

$$\beta_3 = \arctan \left[\left(\frac{r_{3m}}{r} \right) \tan \alpha_{3m} + \left(\frac{r}{r_{3m}} \right) \frac{U_m}{V_{3x}} \right] \quad (3.68)$$

Rotor giriş ve çıkışındaki reletif hız açılarının belirlenmesinin ardından, kontrol edilmesi gereken iki parametre bulunmaktadır. Bunlardan birisi rotor girişindeki Mach sayısının 0,75 değerinin altında olması, bir diğeri ise kanatçığın uç kısmında pozitif reaksiyonun sağlanıyor olmasıdır. Bu kontrolleri yapabilmek amacıyla bir boyutlu akış tasarımından elde edilen parametrelere ihtiyaç duyulmaktadır.

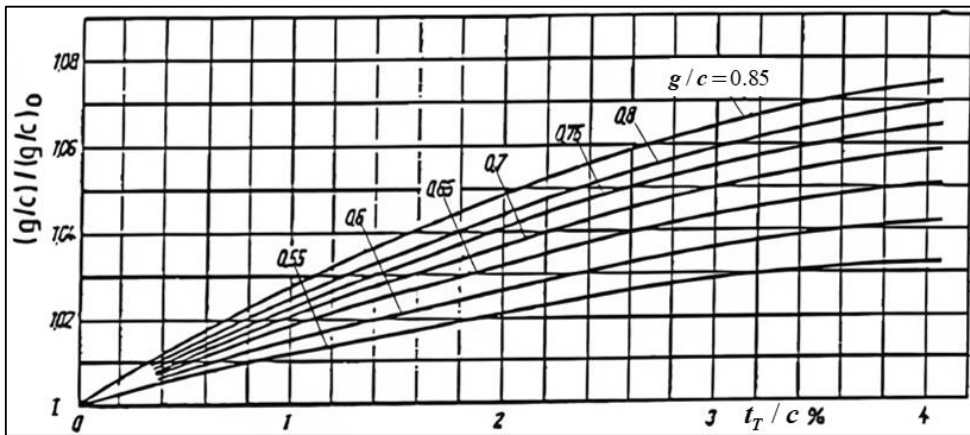
3.4.9. Optimum kanatçık sayısının belirlenmesi

Eksenel gaz türbinlerinde, türbin kademesindeki kanatçık sayıları belirlenirken, en iyi verime ulaşılması amaçlanmaktadır. Kanatçıklar arasındaki aralık miktarının bir optimum değerinin bulunduğu [63]'te ifade edilmiştir. Kanatçıklar arasındaki mesafenin azalması ile kanatçık sayısı ve kanatçıklar arasında meydana gelen akıştaki profil kayıpları artmaktadır. Profil kayıplarının artmasının sebebi, kanatçıklar arasındaki akış kesitindeki hidrolik yarıçapın azalması sonucu viskoz sürtünmelerin oranının artmasıdır. Kanatçıklar arasındaki mesafe arttığında ise kanatçık sayısı azalmaktadır. Maliyetler açısından kanatçık sayısının azaltılması bir avantaj sağlamaktadır ancak, kanatçıklar arasındaki mesafenin artması akışta sınır tabaka ayrışmasına sebep olabilmekte ve negatif basınç değişimi olan bölgeleri oluşturabilmektedir. Bu sebeplerden dolayı türbin veriminde ciddi azalma meydana gelebileceği için kanatçıklar arasındaki optimum mesafenin belirlenmesi önem arz etmektedir. Kanatçıklar arasındaki aralığın (g) kord uzunluğuna (c) oranı dikkate alınarak türbin kayıplarının değişimi grafik haline getirilmiştir. Tasarımcıların, ön tasarım aşamasında türbin kayıplarını tahmin edilebilmesine ve kanatçık ölçülerinin belirlenmesine yönelik bir kılavuz sunulmuştur [63]. Şekil 3.19'da arka kenarın uç kalınlığının sıfır olduğu eksenel türbin kanatçıkları için en uygun g/c oranını belirleyen grafik verilmiştir.



Şekil 3.19. Kanatçık açılarına göre optimum aralık/kord uzunluğu oranı [63]

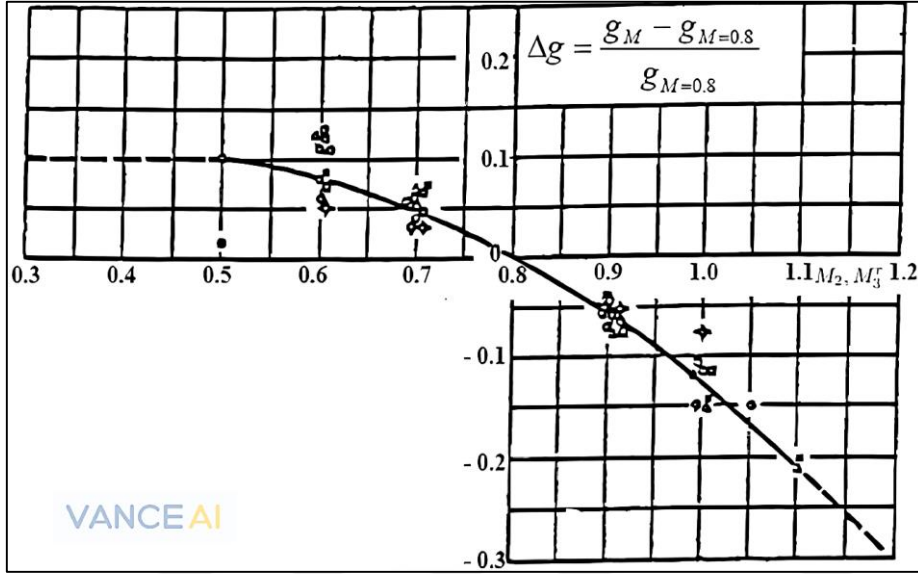
Şekil 3.19’da, stator veya rotor kanatçıklarına ait giriş ve çıkış açılarına bağlı olarak en iyi verimin elde edildiği g/c oranı eğriler ile gösterilmiştir. Burada kanatçık açıları türbin dönüş eksenine dik olan düzlem referans alınarak belirtilmiştir. Orta çizgi akışı tasarımından elde edilen; giriş ve çıkış açıları kullanılarak en uygun g/c oranı elde edilmektedir. Ancak bu durum önceden de belirtildiği gibi arka kenar kalınlığının sıfıra eşit olduğu, yani keskin kenarlı kanatçıklar için geçerlidir. Soğutma kanallarının gerekli olması durumunda veya mekanik sınırlamalardan kaynaklı olarak, arka kenar kalınlığının sıfır olması, yani arka kenarın keskin olması mümkün değildir. Bu nedenle Şekil 3.19 dikkate alınarak belirlenen g/c oranında farklı arka kenar kalınlıklarına göre düzeltme uygulanması gerekmektedir. Düzeltme faktörünün belirlenmesinde ise Şekil 3.20 kullanılmaktadır.



Şekil 3.20. Kanatçığın arka kalınlığına bağlı olarak g/c oranındaki düzeltme katsayısı [63]

Şekil 3.20’de farklı g/c oranları ve bu oranlar için farklı arka kenar kalınlığı/kord uzunluğu oranlarına bağlı düzeltme faktörü belirlenmektedir. Düzeltme faktörü ile g/c oranının

çarpımı yeni g/c oranını vermektedir. Bu aşamadan sonra ise nihai g/c oranına ulaşılmaktadır. Ancak çıkıştaki Mach sayısının değerine bağlı olarak kanatçıklar arasındaki mesafede düzeltme uygulanmasının kanatçık verimini arttıracak ifade edilmiştir. Şekil 3.21’de çıkıştaki Mach sayısına bağlı olarak, kanatçık aralığında uygulanacak düzeltmenin belirlenmesini sağlayan grafik verilmiştir.



Şekil 3.21. Mach sayısına göre düzeltme faktörü [63]

Şekil 3.21 üzerinden son düzeltme faktörü de çıkış Mach sayısına göre elde edildikten sonra kanatçık aralığı hesaplanabilmektedir. Bu değer kullanılarak kord uzunluğu belirlenen bir kanatçık için, ait olduğu türbindeki kanatçıklar arasındaki mesafe belirlenebilmektedir.

Kanatçıklar arasındaki aralık mesafesinin belirlenmesi ile kanatçık ortasındaki dönüş yarıçapına bağlı olarak kanatçık sayısı ve kanatçıkların kaçar derecelik dilimler üzerine yerleştirileceği belirlenmektedir.

Kanatçık sayısı Eş. 3.69 yardımı ile hesaplanmaktadır.

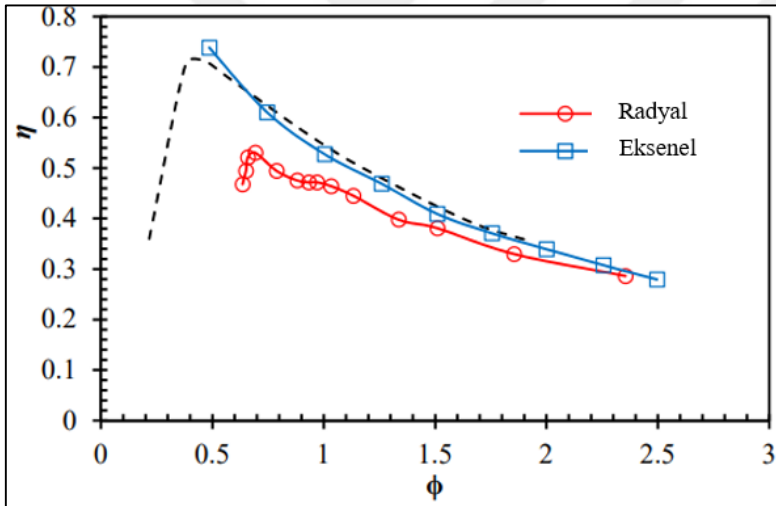
$$N_b = \frac{2\pi r_m}{g} \quad (3.69)$$

3.4.10. Gaz türbini performansı ile ilgili boyutsuz sayılar

Akış katsayısı (ϕ), kademedeki mutlak hızın eksenel bileşeninin kanatçık çizgisel hızına oranıdır. Akış katsayısı kademedan geçen akış kütlesi ile ilgili karakteristik bir parametre olup Eş. 3.70’te verilmiştir.

$$\phi = \frac{V_a}{U} \quad (3.70)$$

Şekil 3.22’de, akış katsayısına bağlı olarak radyal ve eksenel türbin verimindeki değişim verilmiştir. Eksenel türbin kademelerindeki akış katsayısının artması sonucunda verimde azalma meydana gelmektedir [64].



Şekil 3.22. Akış katsayısının verime etkisi [64]

Kademe yükleme katsayısı (λ), kademenin çıkışı ile girişi arasındaki toplam entalpi değişiminin kanatçık hızına veya kanatçık hızının karesine oranıdır. Günümüzde genel olarak payda kısmında kanatçık hızının karesi yer almaktadır. Kademe yükleme katsayısının yüksek olması kademedan yüksek kapasitede iş elde edildiği anlamına gelmektedir. Kademe yükleme katsayısı Eş.3.71’de verilmiştir.

$$\lambda = \frac{\Delta h_0}{U^2} \quad (3.71)$$

Reaksiyon derecesi ($\Re$), kademedeki toplam entalpi düşüşünün ne kadarının rotor kanatçığında meydana geldiğini belirten boyutsuz bir parametredir. Reaksiyon derecesinin matematiksel ifadesi Eş. 3.72’de verilmiştir.

$$\Re = \frac{\Delta h_{rotor}}{\Delta h_{kade}} \quad (3.72)$$

Reaksiyon derecesi hesaplanırken, entalpi düşüşünü belirlemede izentropik şartlar için elde edilen değerlerin kullanılması gerekmektedir. Reaksiyon derecesi belirlenirken entalpi değişiminin yanı sıra zaman zaman kademedeki basınç düşüşü de kullanılabilmektedir (Eş. 3.73).

$$\Re = \frac{\Delta p_{rotor}}{\Delta p_{kade}} \quad (3.73)$$

Zweifel, 1945 yılında gaz türbini kanatçıkları üzerindeki ideal basınç dağılımı ile optimum kord uzunluğu / yükseklik oranı arasındaki ilişkiyi ifade etmek amacıyla Zweifel yükleme katsayısını ortaya koymuştur. Bu bağıntı kullanılarak minimum profil kaybını sağlayacak kord uzunluğu / yükseklik oranı belirlenebilmektedir [65]. Basınç yüzeyine girişteki toplam basıncın, emme yüzeyine ise mümkün olduğunca alçak basıncın etki etmesi durumunda ideal basınç dağılımı meydana gelmektedir. Ancak bu durum gerçek çalışma koşullarında; sınır tabaka ayrışması, viskoz kayıplar ve vorteks oluşumu gibi etmenlerden dolayı mümkün değildir. Kanatçık üzerinde basıncın etkisi ile teğetsel yükleme gerçekleşmektedir. Ortaya çıkan teğetsel kuvvet, türbin mili üzerinde tork oluşturmaktadır. Gerçek teğetsel kuvvet değeri ideal teğetsel kuvvet değerine yaklaştırıldıkça verim iyileşmektedir.

Zweifel katsayısı, gerçek teğetsel kuvvetin ideal teğetsel kuvvete oranını ifade etmektedir. Bu katsayı hesaplanırken güç üzerinden hesaplama yapılmaktadır. Birim yüksekliğe sahip bir türbin kanatçığının, giriş ve çıkışı arasında elde edilecek ideal teğetsel kuvvet Eş. 3.74 kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$F_{\theta,ideal} = \frac{\rho V_{out}^2}{2} C_x \quad (3.74)$$

$\rho V_{out}^2 / 2$ terimi toplam basınç düşüşünü, yani kanatçık çıkışındaki dinamik basıncı ifade etmektedir. Çıkıştaki dinamik basınç değeri ile kanatçığın eksenel kord uzunluğunun

çarpımı, ideal teğetsel kuvveti vermektedir. Gerçek teğetsel kuvvet hesaplanırken, teğetsel momentum dengesinden teğetsel kuvvet ifadesi çekilmektedir. Gerçek teğetsel kuvvet Eş. 3.75 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$F_{\theta,gerçek} = \dot{m}(V_{\theta,out} + V_{\theta,in}) \quad (3.75)$$

Kütleli debi ifadesi, Eş. 3.76'da eksenel hız ve kanatçıklar arasındaki adım mesafesi cinsinden yazılabilmektedir.

$$F_{\theta,gerçek} = \rho V_a g (V_{\theta,out} + V_{\theta,in}) \quad (3.76)$$

İdeal teğetsel kuvvetin, gerçek teğetsel kuvvete oranı Zweifel katsayısı olup, bu oran Eş. 3.77 - 3.79'da verilmiştir.

$$\psi_{zweifel} = \frac{\rho V_a g (V_{\theta,out} + V_{\theta,in})}{\frac{\rho V_{out}^2}{2} c_x} \quad (3.77)$$

$$\psi_{zweifel} = \frac{2 V_a g (V_{\theta,out} + V_{\theta,in})}{V_{out}^2 c_x} \quad (3.78)$$

$$\psi_{zweifel} = 2 \sin^2 \alpha_{out} (\cot \alpha_{out} - \cot \alpha_{in}) \frac{g}{c_x} \quad (3.79)$$

4. KANATÇIK PROFİLLERİNİN ELDE EDİLMESİ

Orta çizgi akış tasarımı yapılması sonucunda gaz türbini kademesinin genel boyutları ve özellikleri belirlenmiştir. Sonraki aşamada, bu özelliklere istinaden kanatçık profilinin oluşturulması gerekmektedir. Gaz türbinleri her zaman aynı çalışma hızında çalışmamaktadır. Hız farklılıklarının performans üzerindeki etkilerini azaltabilecek kanatçık profillerinin tasarlanması gerekmektedir. Bu nedenle kanatçıkların ön kenarları dairesel veya eliptik yapıya sahip olarak tasarlanmaktadır. Ayrıca gaz türbini kanatçıklarının farklı bölgelerine farklı kuvvetlerin etki etmesi nedeniyle, kanatçığın et kalınlığının bu kuvvetlere uygun bir şekilde belirlenerek dayanımın sağlanması gerekmektedir. Gaz türbini kanatçıklarının yüksek dönüş hızları sonucunda, kanatçıkların kopması veya bir kısmının kırılması durumunda gaz türbinini kullanılamaz hale getirebilmektedir. Bu nedenlerden dolayı gaz türbinleri, çizgisel yapıda değil iki boyutlu yapıda tasarlanmaktadır.

İki boyutlu kanatçık profilleri tasarlanırken, kanatçığın aerodinamik performansı da göz önüne alınmalıdır. Kanatçık profili, türbin performansını doğrudan etkilemektedir [10]. Kanatçık profili üzerindeki modifikasyonlar sonucunda, kanatçık üzerindeki basınç ve hız dağılımı da değişmektedir. Akışın kanatçıklardan geçerken kanatçık yüzeylerinden ayrışması, türbin kayıplarının artmasına neden olmaktadır. Ayrıca, arka kenar bölgesinde negatif basınç gradyanının meydana gelmesi de performansı olumsuz yönde etkileyen bir olaydır. Bu nedenlerden dolayı türbin kanatçığı profili tasarlandıktan sonra Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) programlarında, kanatçık etrafındaki akış simüle edilerek, elde edilen sonuçlar doğrultusunda performansı iyileştirmek adına profil üzerinde düzenleme yapılması gerekmektedir.

Gaz türbini kanatçıklarının iki boyutlu profillerinin tasarlanmasına yönelik çok sayıda yöntem geliştirilmiştir. Bu çalışmada, üç farklı yöntem kullanılarak kanatçık profillerinin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu üç yöntem; kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi, on bir parametre ve Juokowsky transformasyonu yöntemidir. Bu yöntemlerin her biri, kanatçık profilini farklı yaklaşımlar kullanarak ele almaktadır. Bütün yöntemlerdeki ortak özellik kanatçık profillerinin geometrik ve analitik olarak tanımlanmasıdır.

Kullanılan yöntemlerin birbirine göre, avantaja veya dezavantaja sahip olduğu kriterler mevcuttur. Örnek olarak, Juokowsky transformasyonu yönteminde, parametre sayısının az olması kolaylık sağlarken diğer yandan bu durum tasarım esnekliğini sınırlamaktadır. Bu nedenle Juokowsky kanatçık oluşturma yöntemi ilerleyen bölümlerde açıklanmış ancak bu çalışmada kullanılmamıştır. Kanatçıkların tasarım parametreleri orta çizgi akış tasarımı neticesinde elde edilmektedir.

4.1. Bir Boyutlu Orta Çizgi Akış Analizi

Bir boyutlu orta çizgi akış analizi, kanatçığın orta yüksekliğinde meydana gelen akışın modellenmesinde ve analizinde kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntem gerçek şartlardaki, üç boyutlu ve karmaşık yapıdaki türbin akışının basite indirgenmesini sağlamaktadır. Bir boyutlu analiz sonucunda gerçek değerlere yakın sayılabilecek değerler elde edilmektedir. Türbin geometrisi ve akış karakteristiği belirlenerek, bu doğrultuda tasarım üzerinde değişiklikler yapılabilmektedir.

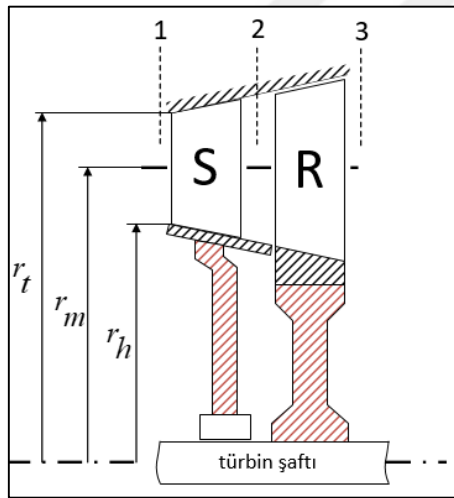
Bir boyutlu akış analizinde elde edilen verilerin doğruluğu; kademedeki kanatçıkların yüksekliği ve kanatçıkların dönüş yarıçapları ile doğrudan ilişkilidir. Kanatçık yüksekliğinin dönüş yarıçapına oranı azaldıkça elde edilen verilerin doğruluğu artmaktadır. Yani uzun yapılı kanatçıklar için orta çizgi akışı analizi yaparken tasarım yapmak çok uygun bir yaklaşım olmamaktadır. Kanatçık dibinin dönüş eksenine uzaklığının, kanatçık ucunun dönüş eksenine uzaklığına oranı 0,9 veya daha büyük olduğunda orta çizgi akışı tasarımı uygun olmaktadır [44].

Orta çizgi akışı tasarımı gerçekleştirilirken, ilk aşamada kademe ile ilgili giriş parametrelerinin tasarımcı tarafından belirlenmesi gerekmektedir. Kademe girişindeki toplam basınç, toplam sıcaklık, kütle debisi, dönüş yarıçapı ve dönüş hızı gibi parametreler genel olarak giriş parametresi olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada orta çizgi akışı tasarımında kullanılan tasarım giriş parametreleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Orta çizgi akışı tasarımında kullanılan giriş parametreleri

Girişteki toplam sıcaklık (T_{01})	1500 K
Girişteki toplam basınç (p_{01})	15 bar
Çıkıştaki statik basınç (p_3)	8 bar
Kütleli debi ($\dot{m}$)	20 - 22,5 - 25 - 27,5 - 30 kg/s
Kanatçık orta yüksekliğindeki dönüş yarıçapı (r_m)	0,28 m
Türbin kademesinin dönüş hızı (n)	10 000 – 11 500 – 13 000 dev/dk

Kademeye ait tasarım giriş parametreleri belirlendikten sonra, kanatçıkların giriş ve çıkış yükseklikleri tanımlanmaktadır. Şekil 4.1’de türbin kademesinde yer alan kanatçıkların dip orta ve uç noktalarının dönüş merkezlerine olan uzaklığı verilmiştir.



Şekil 4.1. Eksenel türbin kademesi üzerindeki farklı noktalarının dönüş yarıçapları

Bu çalışmada, kanatçıkların orta yüksekliklerinden geçen eksen ile türbin dönüş mili paralel olarak kabul edilmiştir. Ayrıca 1 ve 2 numaraları bölgelerde, yani stator kanatçığının giriş ve çıkışında aynı kanatçık yüksekliğinin olduğu varsayılmıştır. Rotor kanatçığının giriş yüksekliği stator kanatçığının çıkıştaki yüksekliği ile aynı olarak tasarlanmıştır. Herhangi bir bölgedeki kanatçık yüksekliği (l) Eş. 4.1 kullanılarak hesaplanmaktadır.

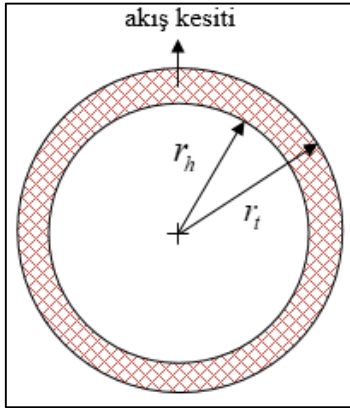
$$l = r_t - r_h \quad (4.1)$$

Stator kanatçığının yüksekliği 30 mm olarak kabul edilmiş ve rotor kanatçığının çıkışındaki kanatçık yüksekliğinin stator kanatçığı yüksekliğinin 1,1 katı olduğu durum için tasarım gerçekleştirilmiştir. Bu durumda, rotor kanatçığının çıkışındaki kanatçık yüksekliği 33 mm olmaktadır. Kanatçık yüksekliği ve kanatçık orta yüksekliğinin dönüş yarıçapı kullanılarak kanatçığın dibindeki ve ucundaki noktaların dönüş yarıçapları, Eş. 4. 2 ve Eş. 4. 3 kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$r_t = l + \frac{r_m}{2} \quad (4.2)$$

$$r_h = l - \frac{r_m}{2} \quad (4.3)$$

Akış hızının ve akışkana ait termodinamik özelliklerin belirlenmesi için kademenin 1,2 ve 3 numaralı kısımlarındaki akış kesit alanlarının hesaplanması gerekmektedir. Türbin kademesine türbin mili doğrultusunda bakıldığında akış kesitinin halka şeklinde olduğu Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Eksenel türbin kademesindeki akış kesit alanı

Halka şeklindeki kesitin alanı Eş 4.4 veya Eş. 4.5 yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$A = \pi(r_t^2 - r_h^2) \quad (4.4)$$

$$A = 2\pi r_m l \quad (4.5)$$

Kademe tasarımı yapılırken, bazı parametrelere atma değeri verilmesi gerekmektedir. Atma değeri verilen parametreler iteratif olarak değiştirilmekte ve neticede parametre değerlerinin yakınsaması sağlanmaktadır. İterasyon yapılırken; kütle ve enerji korunumu göz önünde bulundurulmalıdır.

Bu çalışmada yanma odasının hemen sonrasında yer alan türbin kademesinin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Akışkanın türbin kademesine, türbin dönüş eksenine paralel doğrultuda girdiği, yani teğetsel bileşeninin olmadığı kabul edilmiştir. Bu durumda $\alpha_1 = 0^\circ$ olmaktadır. Girişteki mutlak hız değeri (V_1) için bir atma değeri verilerek hesaplama işlemlerine devam edilmiş, hesaplamalar sonucunda giriş basıncının yeni değerini yakınsatan yeni mutlak hız değeri iterasyon ile belirlenmiştir.

Hesaplama adımları, Eş. 4.6'da 1 numaralı kısımdaki akış kesit alanının hesaplanması ile başlamaktadır.

$$A_1 = 2\pi \cdot r_m \cdot l_1 \quad (4.6)$$

Eş. 4.7 ile, atma değeri verilen giriş hızı kullanılarak 1 numaralı bölgedeki akışkan yoğunluğu hesaplanmaktadır. $\alpha_1 = 0^\circ$ olduğundan $V_{1a} = V_1$ olmaktadır.

$$\rho_1 = \frac{\dot{m}}{V_{1a} A_1} \quad (4.7)$$

Daha sonra 1 numaralı kısımdaki akışkanın statik sıcaklığı (T_1) ve statik basıncı (p_1) Eş. 4.8 ve Eş. 4.9 yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$T_1 = T_{01} - \frac{V_1^2}{2c_p} \quad (4.8)$$

$$p_1 = p_{01} - \frac{\rho_1 V_1^2}{2} \quad (4.9)$$

Stator kanatçığı durağan kanatçık olduğundan, stator kısmında iş üretimi gerçekleşmemektedir. Bu nedenle stator giriş ve çıkışındaki toplam entalpi değerleri, dolayısıyla toplam sıcaklık değerleri birbirine eşit olacaktır. Eş.4.10 kullanılarak enerji dengesi ve toplam sıcaklık dengesi ifade edilmiştir.

$$h_{01} = h_{02}, T_{01} = T_{02} \quad (4.10)$$

Stator çıkışındaki akışkanın Mach sayısı da iteratif olarak belirlenen bir parametredir. Hesaplamalar sonucunda belirlenen kütleli debi ile tasarım başlangıcında belirlenen kütleli debinin birbirine eşit olmasını sağlayan Mach sayısı değeri, stator çıkışında olması gereken Mach sayısı değerini vermektedir. 2 numaralı bölge için belirlenen Mach sayısı ve toplam sıcaklık, izentropik şartlar için belirlenmektedir. Bu parametreler sırasıyla M_{2s} ve T_{02} olarak belirtilmiştir. 2 numaralı kısımdaki statik sıcaklık Eş 4.11 ile hesaplanmaktadır.

$$T_{2s} = T_{02} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{2s}^2 \right)^{-1} \quad (4.11)$$

2 numaralı kısımdaki izentropik mutlak hız değeri Eş. 4.12 yardımı ile belirlenmektedir.

$$V_{2s} = \sqrt{(T_{02} - T_{2s}) 2c_p} \quad (4.12)$$

Gerçek şartlarda, türbin kademesinde kayıplar meydana gelmekte ve entropi artışı gerçekleşmektedir. Entropi artışı faydalı enerjinin azalmasına neden olan bir etmendir. İzentropik verim (η_s) kinetik enerji cinsinden ifade edilebilmektedir. Eş. 4.13'ün pay kısmında yer alan ifade gerçek şartlardaki kinetik enerjiyi, payda kısmında yer alan ifade ise ideal şartlardaki kinetik enerjiyi ifade etmektedir.

$$\eta_s = \frac{\frac{1}{2} m V^2}{\frac{1}{2} m V_s^2} \quad (4.13)$$

Gerekli sadeleştirmeler yapıldığında Eş. 4.13 yeniden düzenlenip Eş. 4.14 elde edilmektedir.

$$\eta_s = \frac{V^2}{V_s^2} \quad (4.14)$$

Stator ve rotor kanatçıkları için izentropik verim değerleri ayrı ayrı belirlenmektedir. İzentropik verim değerlerinin belirlenmesinde Soderberg kayıp modeli kullanılmıştır. Ancak, tasarım başlangıcında izentropik verimlere atma değeri verilmesi gerekmektedir. Soderberg kayıp modeli sonucunda elde edilen izentropik verim yakınsayına kadar stator ve rotor kanatçıklarının izentropik verimleri iteratif olarak değiştirilmektedir. Soderberg kayıp modelinde; akış açıları, kanatçık yüksekliği ve adım mesafesi giriş parametreleri olarak kullanıldığından, tasarımcının bu parametreler için uygun değerler ataması gerekmektedir.

Stator kanatçığının izentropik veriminin belirlenmesi ile izentropik olmayan hal için 2 numaralı kısımdaki mutlak hızın değeri Eş. 4.15 ile hesaplanabilmektedir.

$$V_2 = \sqrt{V_{2s} \eta_{s, \text{stator}}} \quad (4.15)$$

Bir sonraki adımda ise, 2 numaralı kısımdaki mutlak hız açısının (α_2) tasarımcı tarafından belirlenmesi gerekmektedir. Açının belirlenmesinin ardından, hız vektörünün eksenel bileşeninin (V_{2a}) ve teğetsel yöndeki bileşeninin ($V_{2\theta}$) büyüklükleri Eş. 4.16 ve Eş. 4.17 kullanılarak belirlenebilmektedir.

$$V_{2\theta} = V_2 \sin \alpha_2 \quad (4.16)$$

$$V_{2a} = V_2 \cos \alpha_2 \quad (4.17)$$

İzentropik olmayan hal için, mutlak hızın gerçek değerinin belirlenmesi sonucunda o bölgedeki akışkanın statik sıcaklığının hesaplanması mümkün olmaktadır. Entropi artışından kaynaklı olarak, gerçek sıcaklık değeri ideal sıcaklık değerinden yüksek olmaktadır. Bu durum Eş. 4.18 ile ifade edilmiştir.

$$T_2 = T_{02} - \frac{V_2^2}{2c_p} \quad (4.18)$$

2 numaralı bölgedeki akışkanın eksenel hız bileşeni ve statik sıcaklığı bulunduğundan sonra, yoğunluğun ve basıncın hesaplanması için 2 numaralı kısımdaki akış kesit alanının büyüklüğünün hesaplanması gerekmektedir. Gerçekleştirilen tasarımda stator giriş ve çıkışındaki kanatçık yüksekliklerinin eşit olması ve dönüş yarıçaplarının aynı olması nedeniyle $A_2 = A_1$ olmaktadır. Eş. 4.19 ile 2 noktasındaki yoğunluk hesaplanabilmekte, Eş. 4.20 ile yoğunluk değeri kullanılarak basınç hesaplanabilmektedir.

$$\rho_2 = \frac{\dot{m}}{V_{2a} A_2} \quad (4.19)$$

$$p_2 = \rho_2 R T_2 \quad (4.20)$$

Hız üçgenleri dikkate alındığında 2 numaralı kısımdaki mutlak hız ile relatif hızın teğetsel bileşenleri arasındaki ilişkinin Eş. 4.21'deki gibi olmaktadır.

$$W_{2\theta} = V_{2\theta} - U \quad (4.21)$$

Kanatçık hızının belirlenmesi amacıyla Eş. 4.22 kullanılmaktadır.

$$U = \frac{2\pi r_m n}{60} \quad (4.22)$$

Rotor kanatçıklarının dönüşü tek bir doğrultuda gerçekleştiği için, türbin kademelerinde relatif hızın eksenel bileşeni ile teğetsel hızın eksenel bileşeni birbirine eşit olmaktadır (Eş. 4.23).

$$W_{2a} = V_{2a} \quad (4.23)$$

Eksenel ve teğetsel bileşenlerinin belirlenmesinin ardından, relatif hızın skalar değeri Eş. 4.24 aracılığıyla hesaplanabilmektedir.

$$W_2 = \sqrt{W_{2a}^2 + W_{2\theta}^2} \quad (4.24)$$

Relatif hız vektörü ile türbin dönüş eksenindeki açı Eş. 4.25 ile belirlenmektedir.

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{W_{2\theta}}{W_{2a}}\right) \quad (4.25)$$

Rotor kanatçığının çıkışındaki, yani 3 numaralı bölgedeki statik sıcaklık izentropik şartlarda Eş. 4.26 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$T_{3s} = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4.26)$$

Stator kanatçığında olduğu gibi rotor kanatçığında da toplam entalpi sabit kalmaktadır. Ancak rotor kanatçığı için mutlak hızlar değil relatif hızlar dikkate alınmaktadır. Eş. 4.27’de rotor kanatçığındaki toplam relatif sıcaklık dengesi verilmiştir.

$$T_2 + \frac{W_2^2}{2cp} = T_{3s} + \frac{W_{3s}^2}{2cp} \quad (4.27)$$

Eş. 4.28 kullanılarak, 3 numaralı kısımdaki relatif hızın izentropik şartlardaki büyüklüğü elde edilmektedir.

$$W_{3s} = \sqrt{\left(T_2 - T_{3s} + \frac{W_2^2}{2c_p}\right) 2c_p} \quad (4.28)$$

Rotor kanatçığının izentropik verimi Eş. 4.29’da verilmiştir.

$$\eta_{s,rotor} = \frac{W_3^2}{W_{3s}^2} \quad (4.29)$$

Rotor çıkışındaki relatif hızın, izentropik olmayan şartlardaki değerinin belirlenmesinde Eş. 4.30 kullanılmaktadır.

$$W_3 = \sqrt{\eta_{s,rotor} W_{3s}^2} \quad (4.30)$$

Gaz türbinlerinin türbin kısmı, çok sayıda türbin kademesinden meydana gelmektedir. Kademe giriş ve çıkışlarındaki akış doğrultularının türbin dönüş eksenine paralel olması, kademelerin benzer geometrilerde tasarlanabilmesine olanak sağlamaktadır. Bu çalışmada da akışkanın türbin kademesinden türbin dönüş eksenine paralel doğrultuda ayrıldığı ($\alpha_3 = 0^\circ$) kabul edilmiştir.

Eş. 4.31’de, kademe çıkışındaki mutlak hız açısının 0° olması nedeniyle 3 numaralı kesitte mutlak hızın teğetsel bileşenin sıfıra eşit olduğu görülmektedir.

$$V_{3\theta} = V_3 \sin \alpha_3 \rightarrow V_{3\theta} = V_3 \cdot 0 = 0 \quad (4.31)$$

3 numaralı kesitte relatif hızın teğetsel bileşenin, çıkıştaki mutlak hız açısının sıfır olmasını sağlayacak şekilde seçilmesi gerekmektedir. 3 numaralı kesitteki relatif hızın teğetsel bileşeni ile mutlak hızın teğetsel bileşeni arasındaki ilişki Eş. 4.32’de verilmiştir.

$$W_{3\theta} = V_{3\theta} + U \quad (4.32)$$

Mutlak hızın teğetsel hız bileşeninin sıfır olması nedeniyle, relatif hızın teğetsel bileşeni doğrudan kanatçık orta yüksekliğindeki çizgisel hıza eşit olmaktadır (Eş. 4.33).

$$W_{3\theta} = U \quad (4.33)$$

Relatif hızın ve relatif hızın teğetsel bileşeninin hesaplanmasının ardından Eş. 4.34 kullanılarak relatif hız açısı belirlenmektedir.

$$\beta_3 = \arcsin\left(\frac{W_{3\theta}}{W_3}\right) \quad (4.34)$$

3 numaralı kesitteki relarif hızın aksenal bileşeni Eş. 4.35 ile ifade edilmektedir.

$$W_{3a} = W_3 \cos \beta_3 \quad (4.35)$$

Aynı şekilde bu kısımda da relatif hız ile teğetsel hızın aksenal bileşenleri birbirine eşittir (Eş. 4.36)

$$V_{3a} = W_{3a} \quad (4.36)$$

3 numaralı kesitteki akışkan yoğunluğu Eş. 4.37yardımıyla belirlenmektedir.

$$\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3} \quad (4.37)$$

Belirlenen yoğunluk hesaplamalarda kullanılarak çıkıştaki kütleel debi hesaplanmaktadır. Girişte verilen kütleel debi ile hesaplanan kütleel debinin aynı olması durumunda hesaplamalara devam edilmektedir. Aksi takdirde M_{2s} değeri iteratif olarak değiştirilerek bu şartın sağlanması ve hesaplamalara şart sağlandıktan sonra devam edilmesi gerekmektedir. Bu şart sağlandıktan sonra, 3 numaralı kesitteki Mach sayısı belirlenmektedir. 3 numaralı kesitteki statik sıcaklık değerine de atma değeri verilerek çıkıştaki Mach sayısı belirlenmektedir. Mach sayısı, Eş. 4.38 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$M_3 = \frac{V_3}{\sqrt{kRT_3}} \quad (4.38)$$

Türbin kademesinden elde edilen güç, Euler güç denklemi kullanılarak hesaplanmaktadır [66]. Kademe gücü; kütleel debi, kanatçık çizgisel hızı ve rotor giriş ve çıkışındaki teğetsel hız bileşenleri ile doğrudan ilişkilidir. Kademe gücü, Eş. 4.39 ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{w} = \dot{m}U(V_{2\theta} + V_{3\theta}) \quad (4.39)$$

Kademe çıkışındaki toplam sıcaklık Eş. 4.40 ile hesaplanmaktadır.

$$T_{03} = T_{01} - \frac{\dot{w}}{\dot{m}c_p} \quad (4.40)$$

Kademe çıkışındaki statik sıcaklık Eş. 4.41 yardımı ile hesaplanmaktadır.

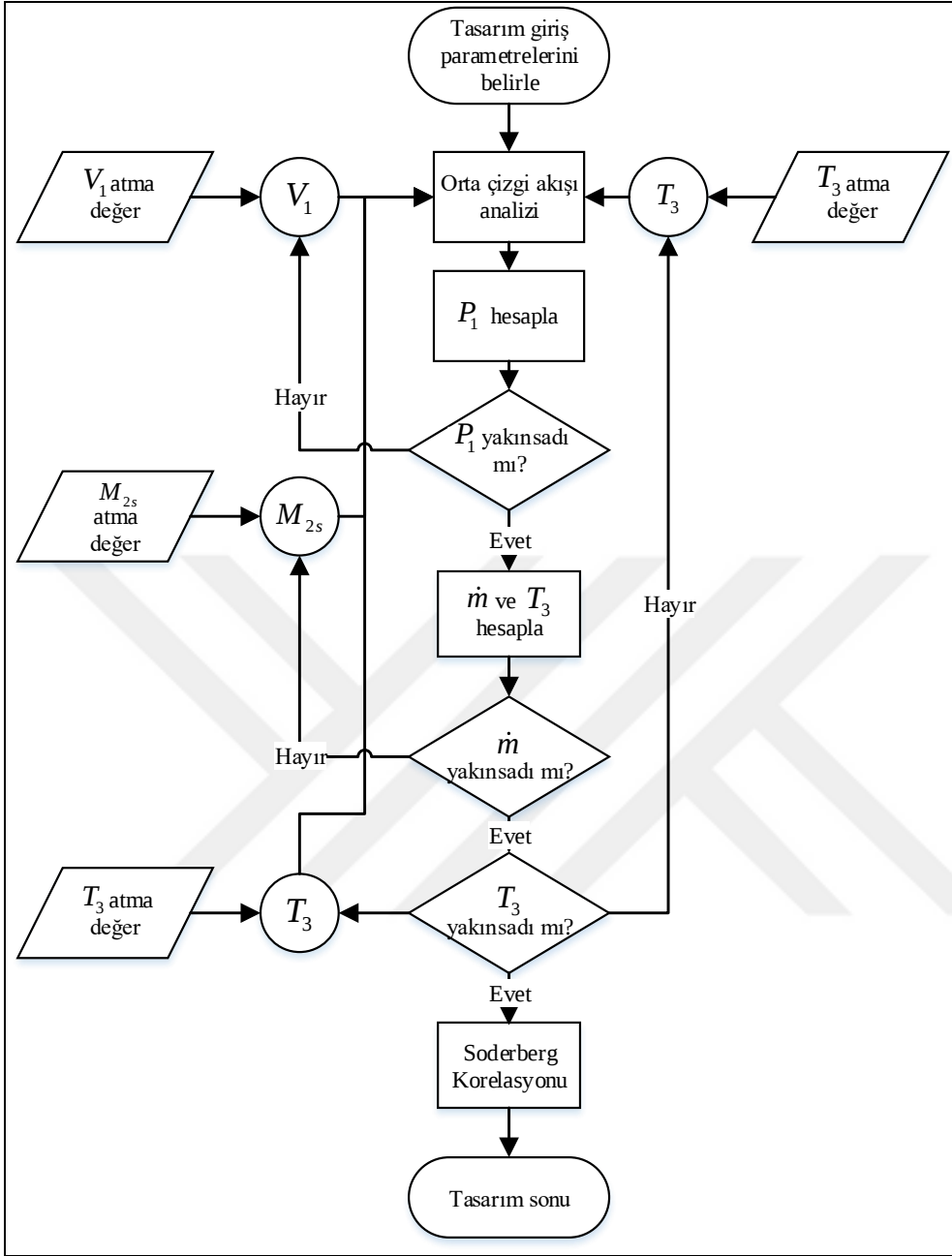
$$T_3 = T_{03} - \frac{V_3^2}{2c_p} \quad (4.41)$$

Hesaplamalar sonunda elde edilen statik sıcaklık değeri ile atma değeri olarak verilen sıcaklık değeri yakınsayana kadar iterasyon yapılması gerekmektedir. Rotor çıkışındaki mutlak hızın izentropik şartlardaki değeri, Eş. 4.42. yardımıyla belirlenmektedir.

$$V_{3s} = \frac{W_{3s} \cos \beta_3}{\cos \alpha_3} \quad (4.42)$$

Türbin kademesinin performansı belirlenirken, toplamdan toplama ve toplamdan statığe verim ifadeleri sıklıkla kullanılmaktadır [44]. Toplamdan toplama verim ifadesi, kademedan çıkan akışkanın başka bir türbin kademesine veya itki için kullanılan bir nozula girmesi durumunda kullanılmaktadır. Toplamdan statığe verim ise, kademedan çıkan akışkanın ilave bir iş elde edilmeden doğrudan dış ortama atılması durumunda dikkate alınmaktadır [35].

Orta çizgi akışı tasarımı, iteratif olarak belirlenen parametrelerin yakınsaması ile tamamlanmaktadır. Orta çizgi akışı tasarım sonucunda türbin kademesinin geometrisi, akış açıları, elde edilen güç ve verim gibi parametreler analitik olarak belirlenmektedir. Orta çizgi akışı tasarımına ait akış diyagramı Şekil 4.3'te verilmiştir.



Şekil 4.3. Orta çizgi akış tasarımı için yazılan MATLAB kodunun akış diyagramı

4.2. İki Boyutlu Kanatçık Profili Oluşturma Yöntemleri

Bu bölümde, iki boyutlu kanatçık profillerini analitik olarak tanımlamak amacıyla geliştiren bazı yöntemler verilmiştir. Yazılan MATLAB kodları ile bu yöntemler uygulanarak, bir boyutlu orta çizgi akışı tasarımından elde edilen veriler ile iki boyutlu kanatçık profillerinin elde edilmesinde izlenen metodoloji açıklanmıştır.

4.2.1. Kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi (KKD)

Kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi ile kanatçık profilinin belirlenmesi, gaz türbini kanatçığı tasarımında oldukça yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir [67]. Bu yöntem ile tasarım esnekliği sağlanmakta ve kanatçık profili iyi bir şekilde kontrol edilebilmektedir. İlk aşamada kanatçığa ait boyutların ve açıların tanımlanması gerekmektedir. Bu bağlamda ilk aşamada gerekli olan tasarım parametreleri Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi giriş parametreleri

Parametre	Simge
Eksenel kord uzunluğu	C_x
Teğetsel kord uzunluğu	C_y
Akış giriş açısı	α_1
Akış çıkış açısı	α_2
Ön kenar dairesinin yarıçapı	t_L
Arka kenar dairesinin yarıçapı	t_T
Eksenel kord ortasındaki kanatçık kalınlığının yarısı	t_M

Bu yöntemde tasarım giriş parametreleri kullanılarak öncelikle kamber eğrisi tanımlanmaktadır. Kamber eğrisi xy koordinat sistemi veya düzlemi üzerinde oluşturulmaktadır. Eğrinin tanımlanması amacıyla üçüncü dereceden bir polinom denklemi kullanılmıştır. Kullanılan polinom denklemi Eş. 4.43’te verilmiştir.

$$y_c = ax^3 + bx^2 + cx + d \quad (4.43)$$

Verilen polinomda a, b, c ve d olmak üzere toplam dört adet değeri bilinmeyen sabit bulunmaktadır. Bu sabitlerin değerlerinin belirlenmesi amacıyla sınır şartlarının belirlenmesi gerekmektedir. Dört adet bilinmeyen için dört adet sınır şartı kullanılmıştır.

Sınır şartları,

1. $x=0 \rightarrow y=c_y$
2. $x=0 \rightarrow y'=\tan \alpha_1$
3. $x=c_x \rightarrow y=0$
4. $x=c_x \rightarrow y'=\tan \alpha_2$

Birinci sınır şartı Eş. 4.43'te uygulandığında Eş. 4.44 elde edilmektedir. Gerekli sadeleştirmeler yapıp, d 'nin değeri Eş. 4.45'te verilmiştir.

$$a \cdot 0^3 + b \cdot 0^2 + c \cdot 0 + d = c_y \quad (4.44)$$

$$d = c_y \quad (4.45)$$

İkinci sınır şartı uygulanırsa Eş. 4.46 elde edilmektedir. Eş. 4.47'de c 'nin değeri verilmiştir.

$$3a \cdot 0^2 + 2b \cdot 0 + c = \tan \alpha_1 \quad (4.46)$$

$$c = \tan \alpha_1 \quad (4.47)$$

c ve d değerleri bilinen parametreler haline gelmektedir. Üçüncü sınır şartı kullanıldığında Eş. 4.48 elde edilmektedir

$$ac_x^3 + bc_x^2 + \tan \alpha_1 + c_y = 0 \quad (4.48)$$

Dördüncü sınır şartı kullanıldığında Eş. 4.49 elde edilmektedir.

$$3ac_x^2 + 2bc_x + \tan \alpha_1 = \tan \alpha_2 \quad (4.49)$$

Eş. 4.48 ve Eş. 4.49 yeniden düzenlenerek Eş. 4.50 ve Eş. 4.51 elde edilmektedir.

$$ac_x^3 + bc_x^2 = -(\tan \alpha_1 + c_y) \quad (4.50)$$

$$3ac_x^2 + 2bc_x = \tan \alpha_2 - \tan \alpha_1 \quad (4.51)$$

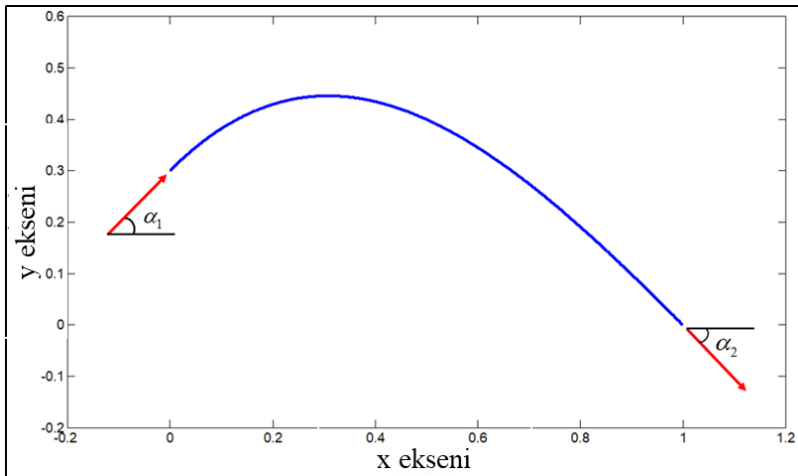
Elde edilen denklem sistemi, Eş. 4.52’te matris formatında ifade edilmiştir.

$$\begin{bmatrix} c_x^3 & cx^2 \\ 3c_x^2 & 2c_x \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(\tan \alpha_1 + c_y) \\ \tan \alpha_2 - \tan \alpha_1 \end{bmatrix} \quad (4.52)$$

Denklem sistemi Cramer yöntemi ile çözüldüğünde Eş. 4.53’te verilen a ve b sabitleri belirlenmiştir.

$$a = \frac{\begin{vmatrix} -(\tan \alpha_1 + c_y) & cx^2 \\ \tan \alpha_2 - \tan \alpha_1 & 2c_x \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} c_x^3 & cx^2 \\ 3c_x^2 & 2c_x \end{vmatrix}}, \quad b = \frac{\begin{vmatrix} c_x^3 & -(\tan \alpha_1 + c_y) \\ 3c_x^2 & \tan \alpha_2 - \tan \alpha_1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} c_x^3 & cx^2 \\ 3c_x^2 & 2c_x \end{vmatrix}} \quad (4.53)$$

Tüm sabitler belirlendikten sonra, xy düzleminde elde edilen kamber eğrisi Şekil 4.4’te gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Kamber eğrisi

Kamber eğrisi belirlendikten sonra, sıfır kalınlığa sahip bu eğrinin üzerine giydirme yapılması ve kanatçık yapısının elde edilmesi gerekmektedir. Kamber eğrisi üzerinde kalınlık dağılımı (t) tanımlamak sureti ile emme ve basınç yüzeyleri oluşturulmakta, giydirme işlemi gerçekleştirilmektedir. Kamber eğrisi üzerindeki kalınlık dağılımı, üçüncü dereceden bir polinom denklemi ile belirlenmiştir. Bu denklemde bağımsız parametre x olup kanatçığın iki ucu arasındaki eksenel kord mesafesi boyunca değişmektedir. Kalınlık dağılımını tanımlamak için kullanılan polinom Eş. 4.54'te verilmiştir.

$$t = s_1 x^3 + s_2 x^2 + s_3 x + s_4 \quad (4.54)$$

Polinomda dört adet değeri bilinmeyen sabit (p, r, q, s) mevcuttur. Bu katsayıların belirlenmesi için dört adet sınır şartına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sınır şartları; kanatçığın ön kenarında, ortasında ve arka kenarındaki et kalınlıkları, ayrıca orta noktadaki kalınlık değişimi olarak seçilmiştir.

Sınır şartları,

1. $x = 0 \rightarrow t = t_L$
2. $x = \frac{c_x}{2} \rightarrow t = t_M$
3. $x = c_x \rightarrow t = t_T$
4. $x = \frac{c_x}{2} \rightarrow \frac{dt}{dx} = 0$

Birinci sınır şartı Eş. 4.54'te yerine yazıldığında Eş. 4.55 elde edilmektedir.

$$s_1 \cdot 0^3 + s_2 \cdot 0^2 + s_3 \cdot 0 + s_4 = t_L, \quad s_4 = t_L \quad (4.55)$$

İkinci sınır şartı ve s_4 katsayısı Eş. 4.54'da yerine yazıldığında Eş. 4.56 elde edilmektedir.

$$s_1 \left(\frac{c_x}{2} \right)^3 + s_2 \left(\frac{c_x}{2} \right)^2 + s_3 \left(\frac{c_x}{2} \right) + t_L = t_M \quad (4.56)$$

Üçüncü sınır şartı Eş. 4.54'da yerine yazıldığında Eş. 4.57 elde edilmektedir.

$$s_1 c_x^3 + s_2 c_x^2 + s_3 c_x + t_L = t_T \quad (4.57)$$

Dördüncü sınır şartını uygulamadan önce t' ifadesinin Eş. 4.58 kullanılarak belirlenmesi gerekmektedir.

$$t' = \frac{dt}{dx} = 3s_1 x^2 + 2s_2 x + s_3 \quad (4.58)$$

Dördüncü sınır şartı, Eş. 4.58'de yerine yazıldığında Eş. 4.59 elde edilmektedir.

$$3s_1 \left(\frac{c_x}{2} \right)^2 + 2s_2 \left(\frac{c_x}{2} \right) + s_3 = 0 \quad (4.59)$$

Eş. 4.56, Eş. 4.57 ve Eş. 4.59 düzenlenip bir araya getirilmiş ve bir denklem seti oluşturulmuştur (Eş. 4.60 - 4.62).

$$s_1 \left(\frac{c_x}{2} \right)^3 + s_2 \left(\frac{c_x}{2} \right)^2 + s_3 \left(\frac{c_x}{2} \right) = t_M - t_L \quad (4.60)$$

$$s_1 c_x^3 + s_2 c_x^2 + s_3 c_x = t_T - t_L \quad (4.61)$$

$$3s_1 \left(\frac{c_x}{2} \right)^2 + 2s_2 \left(\frac{c_x}{2} \right) + s_3 = 0 \quad (4.62)$$

Denklem setinin çözülmesi amacıyla Cramer yöntemi kullanılmıştır. Denklem seti, matris formatında Eş. 4.63'te verilmiştir.

$$\begin{bmatrix} \left(\frac{c_x}{2}\right)^3 & \left(\frac{c_x}{2}\right)^2 & \frac{c_x}{2} \\ c_x^3 & c_x^2 & c_x \\ 3\left(\frac{c_x}{2}\right)^2 & 2\left(\frac{c_x}{2}\right) & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} s_1 \\ s_2 \\ s_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_M - t_L \\ t_T - t_L \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.63)$$

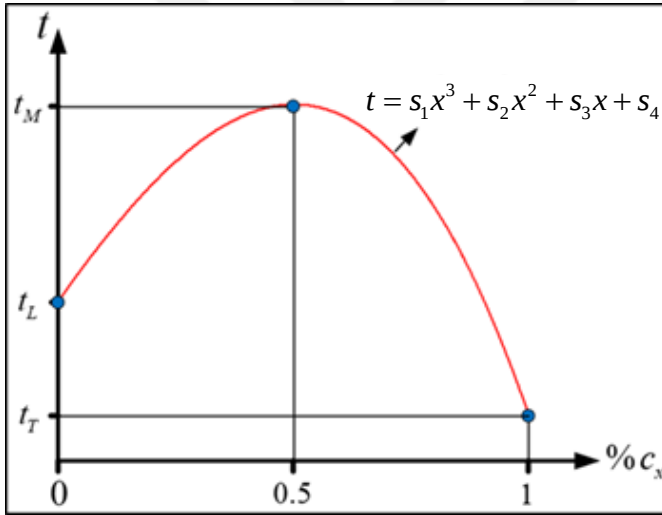
s_1, s_2 ve s_3 katsayıları, matris denkleminin çözümü ile belirlenmiştir (Eş. 4.64 - 4.66).

$$s_1 = \frac{\begin{vmatrix} t_M - t_L & \left(\frac{c_x}{2}\right)^2 & \frac{c_x}{2} \\ t_T - t_L & c_x^2 & c_x \\ 0 & 2\left(\frac{c_x}{2}\right) & 1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \left(\frac{c_x}{2}\right)^3 & \left(\frac{c_x}{2}\right)^2 & \frac{c_x}{2} \\ c_x^3 & c_x^2 & c_x \\ 3\left(\frac{c_x}{2}\right)^2 & 2\left(\frac{c_x}{2}\right) & 1 \end{vmatrix}} \quad (4.64)$$

$$s_2 = \frac{\begin{vmatrix} \left(\frac{c_x}{2}\right)^3 & t_M - t_L & \frac{c_x}{2} \\ c_x^3 & t_T - t_L & c_x \\ 3\left(\frac{c_x}{2}\right)^2 & 0 & 1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \left(\frac{c_x}{2}\right)^3 & \left(\frac{c_x}{2}\right)^2 & \frac{c_x}{2} \\ c_x^3 & c_x^2 & c_x \\ 3\left(\frac{c_x}{2}\right)^2 & 2\left(\frac{c_x}{2}\right) & 1 \end{vmatrix}} \quad (4.65)$$

$$s_3 = \frac{\begin{vmatrix} \left(\frac{c_x}{2}\right)^3 & \left(\frac{c_x}{2}\right)^2 & t_M - t_L \\ c_x^3 & c_x^2 & t_T - t_L \\ 3\left(\frac{c_x}{2}\right)^2 & 2\left(\frac{c_x}{2}\right) & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \left(\frac{c_x}{2}\right)^3 & \left(\frac{c_x}{2}\right)^2 & \frac{c_x}{2} \\ c_x^3 & c_x^2 & c_x \\ 3\left(\frac{c_x}{2}\right)^2 & 2\left(\frac{c_x}{2}\right) & 1 \end{vmatrix}} \quad (4.66)$$

Üçüncü dereceden polinom ile tanımlanan örnek bir kalınlık dağılımı Şekil 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.5. Kalınlık dağılımı fonksiyonunun grafiği

Kanatçıgın simetri eksenini kamber eğrisi olmalıdır. Bu nedenle, kalınlık dağılımı kamber eğrisi üzerine uygulanırken belirlenen kalınlıkların tüm noktalarda eğriye dik yönde olması gerekmektedir. Eğer eğriye her noktada dik yönde kalınlık tanımlanmazsa kamber eğrisi simetri eksenini kamber eğrisi olmayacaktır. Kamber eğrisinin simetri eksenini sağlamak için kamber eğrisi üzerindeki her nokta civarındaki eğimlerin ve eğim açılarının belirlenmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Kamber eğrisinin herhangi bir noktasındaki eğimi (ν) Eş. 4.67 ile hesaplanmaktadır.

$$\nu = \frac{dy_c}{dx} = 3ax^2 + 2bx + c \quad (4.67)$$

Eğim belirlendikten sonra artcg fonksiyonu kullanılarak Eş. 4.68'de her bir noktadaki eğim açısı (α_c) hesaplanmaktadır.

$$\alpha_c = \arctan(\nu) \quad (4.68)$$

Kamber eğrisi, kalınlık dağılımı ve eğim açıları belirlendikten sonra kanatçığa ait emme ve basınç yüzeylerini elde etmek mümkündür. Emme yüzeyine ait x ve y bileşenleri sırasıyla x_U ve y_U ile ifade edilmekte olup, bu bileşenler Eş. 4.69 ve Eş. 4.70 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$x_U = x - t \cdot \sin(\alpha_c) \quad (4.69)$$

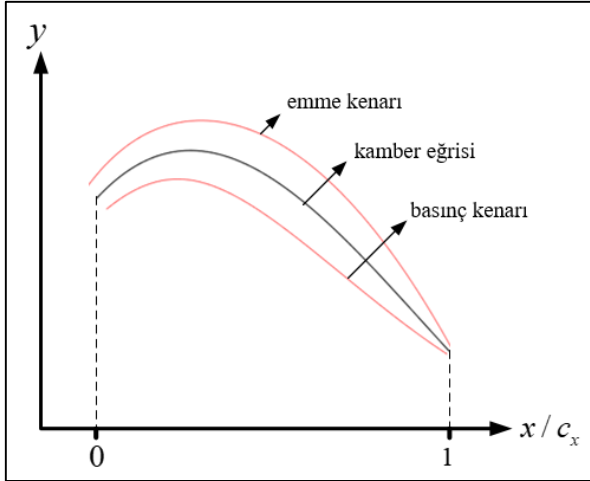
$$y_U = y_c + t \cdot \cos(\alpha_c) \quad (4.70)$$

Aynı şekilde, kanatçığa ait basınç kenarının x ve y bileşenleri sırasıyla x_A ve y_A simgeleri ile gösterilmekte olup bu bileşenler Eş. 4.71 ve Eş. 4.72 kullanılarak belirlenmektedir.

$$x_A = x + t \cdot \sin(\alpha_c) \quad (4.71)$$

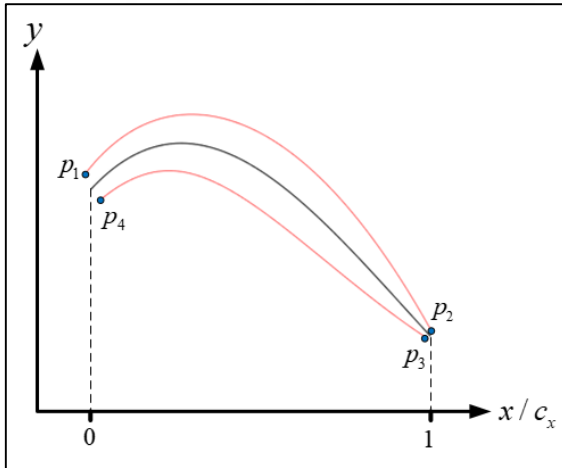
$$y_A = y_c - t \cdot \cos(\alpha_c) \quad (4.72)$$

Emme ve basınç kenarlarının x ve y bileşenleri belirlendikten sonra, bu kenarlara ait eğriler elde edilebilmektedir. Şekil 4.6'da örnek bir kamber eğrisi üzerine kalınlık dağılımı uygulanarak elde edilen emme ve basınç kenarları verilmiştir.



Şekil. 4.6. Kalınlık dağılımı ile elde edilen emme ve basınç kenarları

Kanatçığa ait giriş ve çıkış metal açılarının belirlenebilmesi amacıyla, emme ve basınç kenarlarının her iki ucundaki eğimlerin ve eğim açılarının hesaplanması gerekmektedir. Bu nedenle kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi için yazılan MATLAB kodu kullanılmıştır. Uç noktadaki eğimler sayısal olarak belirlenmiştir. Şekil 4.7’de emme ve basınç kenarların başlangıç ve bitiş noktaları verilmiştir.



Şekil. 4.7. Emme ve basınç kenarlarının uç noktaları

Emme kenarının başlangıç noktasındaki (p_1) eğim ve eğim açısı, Eş. 4.73 ve Eş.4.74 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$v_{p_1} = \left(\frac{y_U(i+1) - y_U(i)}{x_U(i+1) - x_U(i)} \right)_{i=p_1} \quad (4.73)$$

$$\alpha_{p_1} = \arctan \left(\frac{y_U(i+1) - y_U(i)}{x_U(i+1) - x_U(i)} \right)_{i=p_1} \quad (4.74)$$

Emme kenarının bitiş noktasındaki (p_2) eğim ve eğim açısı Eş. 4.75 ve Eş.4.76 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$v_{p_2} = \left(\frac{y_U(i+1) - y_U(i)}{x_U(i+1) - x_U(i)} \right)_{i=p_2} \quad (4.75)$$

$$\alpha_{p_2} = \arctan \left(\frac{y_U(i+1) - y_U(i)}{x_U(i+1) - x_U(i)} \right)_{i=p_2} \quad (4.76)$$

Basınç kenarının ön kenar tarafındaki ucunun eğimi ve açısı Eş. 4.77 ve Eş. 4.78 ile hesaplanmaktadır.

$$v_{p_3} = \left(\frac{y_A(i+1) - y_A(i)}{x_A(i+1) - x_A(i)} \right)_{i=p_3} \quad (4.77)$$

$$\alpha_3 = \arctan \left(\frac{y_A(i+1) - y_A(i)}{x_A(i+1) - x_A(i)} \right)_{i=p_3} \quad (4.78)$$

Basınç kenarının arka kenar tarafındaki ucunun eğimi ve açısı Eş. 4.79 ve Eş. 4.80 kullanılarak belirlenmektedir.

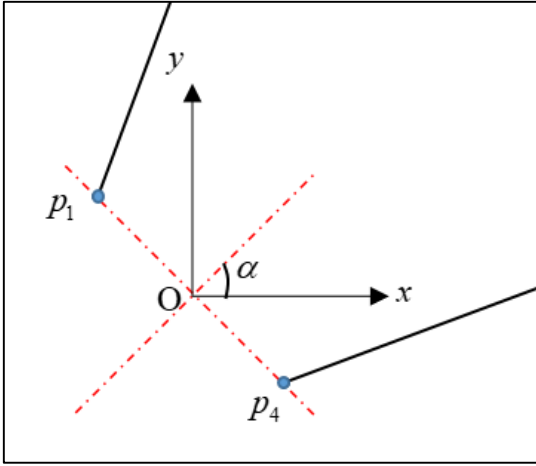
$$v_{p_4} = \left(\frac{y_A(i+1) - y_A(i)}{x_A(i+1) - x_A(i)} \right)_{i=p_4} \quad (4.79)$$

$$\alpha_{p_4} = \arctan \left(\frac{y_A(i+1) - y_A(i)}{x_A(i+1) - x_A(i)} \right)_{i=p_4} \quad (4.80)$$

Kanatçıgın, emme ve basınç kenarlarının elde edilmesinin ardından, bu kenarların ön ve arka kısımlarında birleştirme yapılarak uç profillerinin oluşturulması gerekmektedir. Birleştirme,

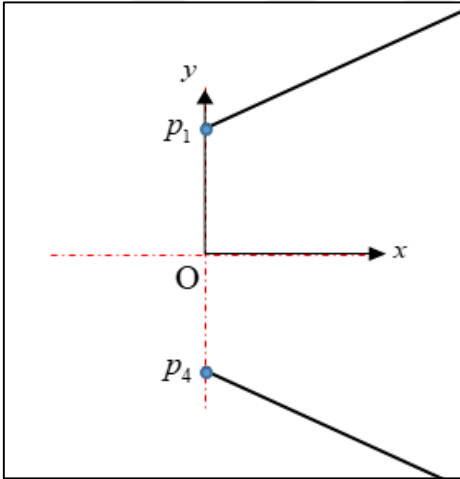
dairesel veya eliptik bir kenar profili ile yapılabilmektedir. Kanatçıkların ön ve arka kenarlarının profil yapılarının, kanatçık etrafındaki akışa etkileri birçok araştırmacı tarafından araştırılmıştır. Melzer ve Pullan, kanatçıkların kenar profilinin kare, dairesele, eliptik veya keskin olması durumları için akışta meydana gelen kinetik enerji kayıplarını karşılaştırmıştır. Yapılan karşılaştırmada, en düşük kinetik enerji kaybının keskin arka kenar profiline sahip kanatçıkta, en yüksek kinetik enerji kaybının ise kare arka kenar profiline sahip kanatçıkta meydana geldiği belirtilmiştir. Eliptik ve dairesele arka kenarlar kendi içerisinde karşılaştırıldığında eliptik arka kenar profiline sahip kanatçık için daha az kinetik enerji kaybının gerçekleştiği ifade edilmiştir [68]. Fenil ve Sivapragasam ise, eliptik ön kenar profillerinin küt veya sivri yapılı olması durumu için akışın aerodinamik yapısındaki ve ısı transferindeki değişimleri incelemişlerdir. Ön kenar profilinin küt yapılı olması halinde akışkandan kanatçığa olan ısı transferinin azaldığı ancak bu durumda aerodinamik kayıpların arttığı sonucuna ulaşılmıştır [69].

Bu çalışmada, türbin kanatçıklarının ön ve arka kenarları dairesele ve eliptik kenar profilleri kullanılarak oluşturulmuştur. Kare ve keskin kenar profili, yapısal ve aerodinamik dezavantajları nedeniyle bu çalışmada kullanılmamıştır. Dairesel ve eliptik kenar profilleri oluşturulurken, emme ve basınç kenarları ile bu profillerin boşluksuz olarak birleşmeleri, birleşim noktalarının her iki tarafındaki eğimlerin birbirine eşit olması gerekmektedir. Bu nedenle, öncelikli olarak emme ve basınç kenarlarının başlangıç ve bitiş noktalarındaki eğimler ve bu noktalara ait koordinatlar belirlenmiştir. Emme kenarının başlangıç ve bitiş koordinatları sabit tutulmuş, basınç kenarının başlangıç ve bitiş noktaları emme kenarıninkiler ile aynı x koordinatında olacak şekilde kanatçık yapısı döndürme işlemine tabi tutulmuştur. Şekil 4.8’de, bir kanatçığın emme ve basınç kenarlarının ön taraftaki kısmı verilmiştir.



Şekil 4.8. Kanatçık ön kenarındaki emme ve basınç kenarlarının uç noktaları

Koordinat orijini olarak O noktası, yani kamber eğrisinin başlangıcı seçildiğinde kamber eğrisi başlangıcındaki doğrultu ile x eksenini arasında α açısı meydana gelmektedir. xy düzleminde ve saat yönünde α açısı kadar koordinat rotasyonu yapılarak Şekil 4.9'daki geometri elde edilmektedir. Rotasyon sonrasında, kamber eğrişinin ilk kısmının doğrultusu ile x eksenini birbirine paralel hale gelmektedir.



Şekil 4.9. Rotasyon sonrası kanatçık ön kenarı

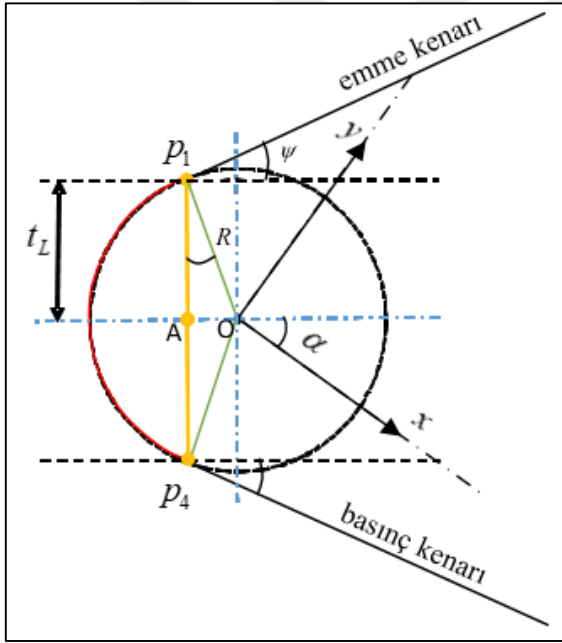
Daha sonra, emme ve basınç kenarlarının ön kısımlarındaki eğimlerin yeni değerleri Eş. 4.81 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$v_{p_1}^* = v_{p_1} - \tan(\alpha_{p_1}) \quad (4.81)$$

Yeni eğim değerleri belirlendikten sonra, bu eğimler kullanılarak dairesel yayın yarıçapı ve başlangıç,bitiş açıları hesaplanmaktadır. Daire yarıçapının hesaplanmasında Eş. 4.82 kullanılmıştır.

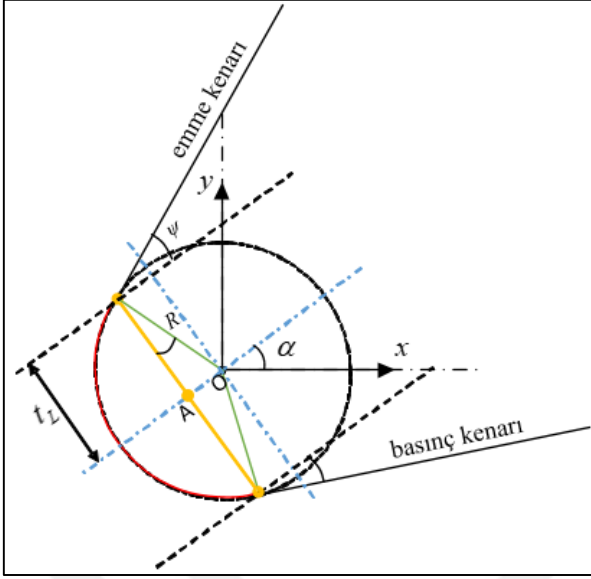
$$R = \frac{t_L}{\cos \psi} \quad (4.82)$$

Dairesel yay parçasının başlangıç açısı $\pi/2 + \psi$, bitiş açısı ise $3\pi/2 - \psi$ kadar olmaktadır. Başlangıç açısı, bitiş açısı ve yarıçapı belirlenen dairesel yay profili emme kenarının başlangıç ucundan itibaren çizdirildiğinde dairesel profil oluşmaktadır. Elde edilen dairesel profil Şekil 4.10'da verilmiştir.



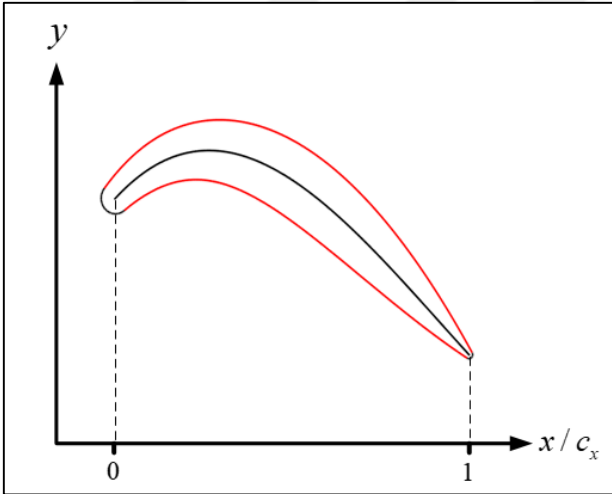
Şekil 4.10. Dairesel ön kenar profili

Ön kenar için dairesel yay çizildikten sonra, geometrinin orijinal doğrultusuna döndürülmesi amacıyla tekrar koordinat rotasyonu gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.10'daki geometri α açısı kadar saat yönünün tersinde döndürülerek Şekil 4.11'deki nihai geometri elde edilmiştir.



Şekil 4.11. Rotasyon işleminden sonra ön kenar profili

Ön kenar için uygulanan işlem arka kenar için de uygulanmış, kanatçık geometrisi dairesel uç profilleri oluşturularak tamamlanmıştır. Uç profilleri dairesel olarak oluşturulan bir kanatçık profili örneği Şekil 4.12’de verilmiştir.

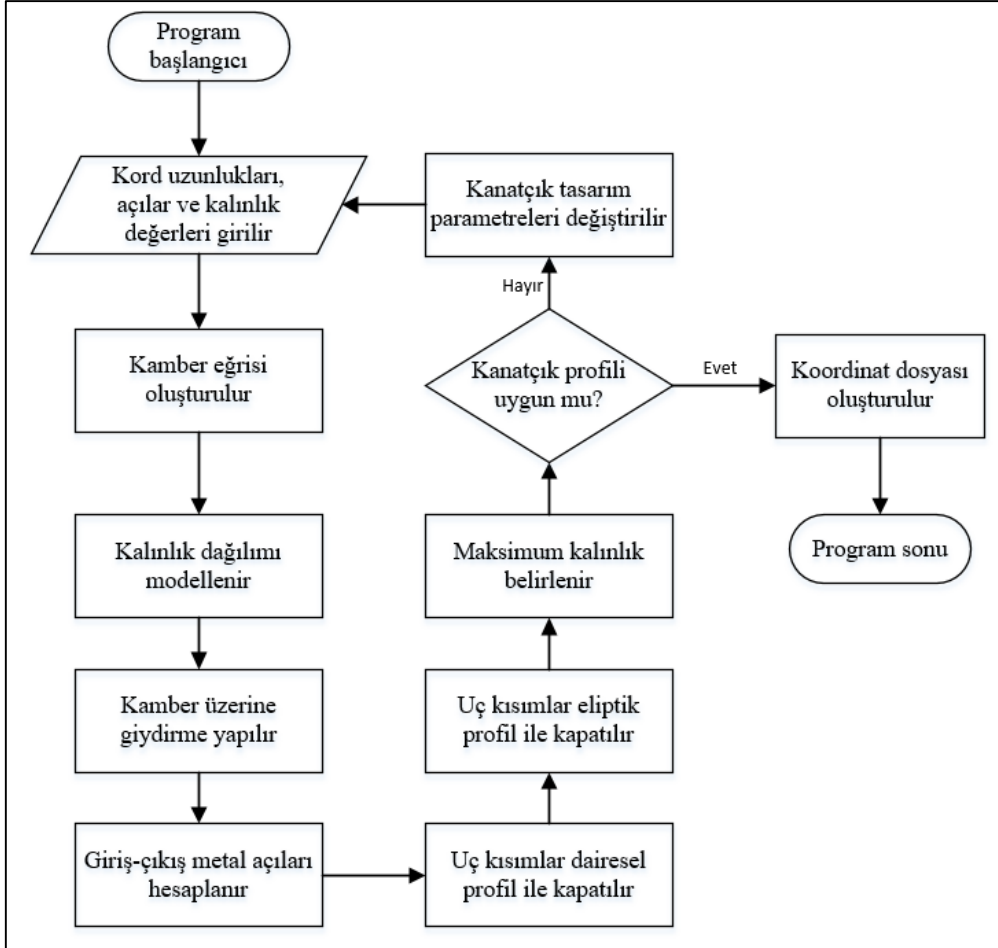


Şekil 4.12. Dairesel kenar profiline sahip türbin kanatçığı profili

Bu tasarımda, kanatçığın maksimum kalınlığı aksenal kordun ortasına denk gelecek şekilde kalınlık dağılımı tanımlanmıştır. Maksimum kalınlığın yeri ve büyüklüğü değiştirilerek kanatçık profilinin geometrisinde değişiklik yapılabilir. Bu tasarım için kanatçığın maksimum kalınlığı aksenal kordun ortası için tanımlanan kalınlıktır. Maksimum kalınlık ($t_{\max}$) Eş. 4.83 ile ifade edilmiştir.

$$t_{\max} = t_M \quad (4.83)$$

Kamber eğrisi kalınlık dağılımı yönteminin uygulanması amacıyla oluşturulan MATLAB koduna ait akış diyagramı Şekil 4.13'te verilmiştir.



Şekil 4.13. Kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi MATLAB kodu akış diyagramı

4.2.2. On bir parametre yöntemi ile kanatçık profilinin elde edilmesi (OBP)

Pritchard, türbin kademesinde yer alan stator ve rotor kanatçıklarının iki boyutlu profillerinin elde edilmesini sağlamak amacıyla matematiksel model ve bir FORTRAN kodu geliştirmiştir [10]. Oluşturulan matematik model ile kanatçık profili detaylı bir şekilde tasarlanabilmektedir. Ayrıca kanatçık profili esnek bir şekilde kontrol edilebilmektedir.

Türbin kanatçıklarının tasarımında, çok sayıda parametre dikkate alınarak tasarım yapılmaktadır. Kullanılan parametre sayısı, profilin kontrolündeki esnekliği belirlemektedir.

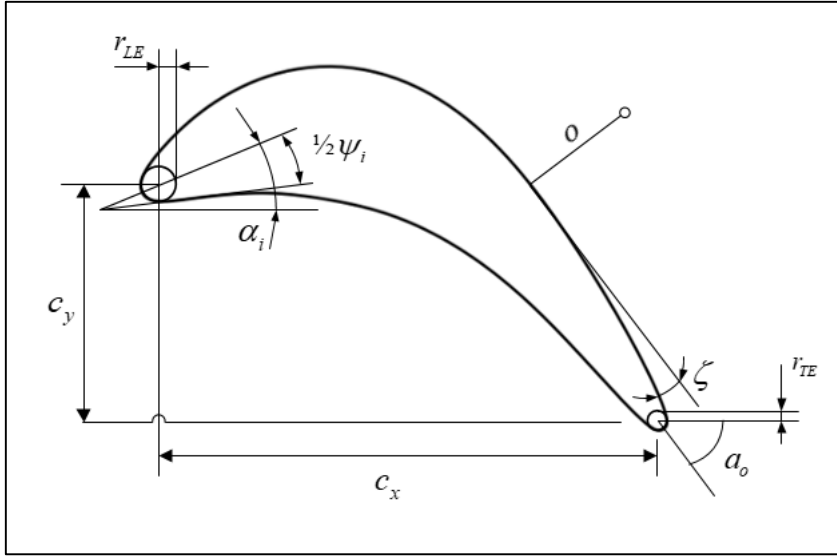
Ancak çok fazla parametre kullanıldığında, tasarım karmaşık bir hale gelmektedir. Türbin kanatçıkları tasarımını belirleyen parametrelerin bazıları bağımsız parametre, bazıları ise iteratif olarak belirlenebilen parametredir. Bazı parametreler kanatçık profilini önemli ölçüde etkilerken bazıları ise neredeyse etkisizdir. Etkisi az olan parametreleri tasarım dışında tutarak daha basit bir tasarım yapısı oluşturulabilmektedir.

Profilin yapısı ve geometrisi, on bir adet tasarım parametresi ile belirlenmektedir. Bu parametrelerin her biri bağımsız parametredir. Bu nedenle giriş parametrelerinin tasarım başlangıcında, tasarımcı tarafından belirlenmesi gerekmektedir. On bir parametre yönteminde kanatçık profilini oluşturmak amacıyla kullanılan bağımsız parametreler Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. On bir parametre yönteminde kullanılan giriş parametreleri

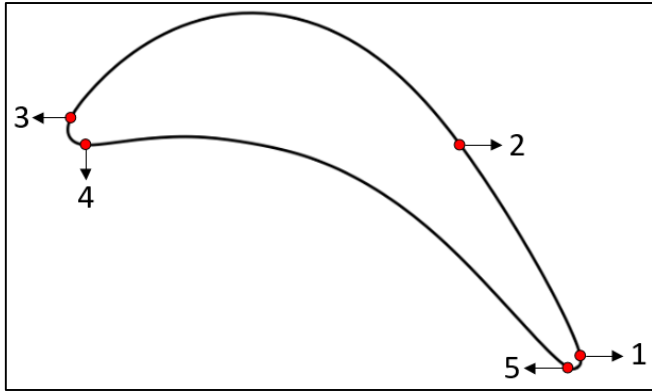
Parametre adı	Simge
Kanatçık dönüş yarıçapı	r
Eksenel kord uzunluğu	c_x
Teğetsel kord uzunluğu	c_y
Kılavuzsuz dönüş açısı	ζ
Kanatçık giriş açısı	α_i
Giriş metal açısı	ψ_i
Ön kenar dairesi yarıçapı	r_{LE}
Kanatçık çıkış açısı	α_o
Arka kenar dairesi yarıçapı	r_{TE}
Kanatçık sayısı	N_B
Boğaz açıklığı	0

On bir adet parametrenin dokuz tanesinin kanatçık profili üzerinde gösterimi Şekil 4.14 üzerinde yapılmıştır. Kalan iki parametre ise kanatçık sayısı ve kanatçık dönüş yarıçapıdır.



Şekil 4.14. Kanatçık profili üzerinde dokuz adet tasarım parametresinin gösterimi [10]

Kanatçık tasarımı yapılacak düzlemde beş adet nokta belirlenmekte ve profili oluşturan eğriler bu noktaları referans alarak belirlenmektedir. Söz konusu beş nokta, ön ve arka uç profilleri ile emme ve basınç kenarlarını birleştiren noktalar ve kılavuzsuz dönüş noktası olarak verilmiştir. Kanatçık profili üzerinde referans alınan noktalar Şekil 4.15'te verilmiştir.



Şekil 4.15. Kanatçık geometrisini belirlemede kullanılan referans noktalar

Şekil 4.15 üzerindeki 3 ve 4 numaralı noktalar kanatçığın ön kenarında, 1 ve 5 numaralı noktalar kanatçığın arka kenarında, 2 numaralı nokta ise boğaz kısmında yer almaktadır. Bu noktaların x ve y koordinatları on bir parametrenin kullanılmasıyla analitik olarak belirlenmektedir.

1 numaralı noktanın xy koordinatlarının ve o noktadan geçecek teğet açısının belirlenmesi Eş. 4.84 - 4.86 kullanılarak gerçekleştirilmektedir.

$$\alpha_1 = \alpha_o + \psi_o \quad (4.84)$$

$$x_1 = c_x - r_{TE} (1 + \sin \alpha_1) \quad (4.85)$$

$$y_1 = r_{TE} \cos \alpha_1 \quad (4.86)$$

2 numaralı noktanın xy koordinatlarının ve o noktadan geçecek teğet açısının belirlenmesi Eş. 4.87 - 4.89 kullanılarak gerçekleştirilmektedir.

$$\alpha_2 = \alpha_o - \psi_o + \zeta \quad (4.87)$$

$$x_2 = c_x - r_{TE} + (o + r_{TE}) \sin \alpha_2 \quad (4.88)$$

$$y_2 = \frac{2\pi R}{N_B} - (o + r_{TE}) \cos \alpha_2 \quad (4.89)$$

3 numaralı noktanın xy koordinatlarının ve o noktadan geçecek teğet açısının belirlenmesi Eş. 4.90 - 4.92 kullanılarak gerçekleştirilmektedir.

$$\alpha_3 = \alpha_i + \psi_i \quad (4.90)$$

$$x_3 = r_{LE} (1 - \sin \alpha_3) \quad (4.91)$$

$$y_3 = c_y + r_{LE} \cos \alpha_3 \quad (4.92)$$

4 numaralı noktanın xy koordinatlarının ve o noktadan geçecek teğet açısının belirlenmesi Eş. 4.93 - 4.95 kullanılarak gerçekleştirilmektedir.

$$\alpha_4 = \alpha_i - \psi_i \quad (4.93)$$

$$x_4 = r_{LE} (1 + \sin \alpha_4) \quad (4.94)$$

$$y_4 = c_y - r_{LE} \cos \alpha_4 \quad (4.95)$$

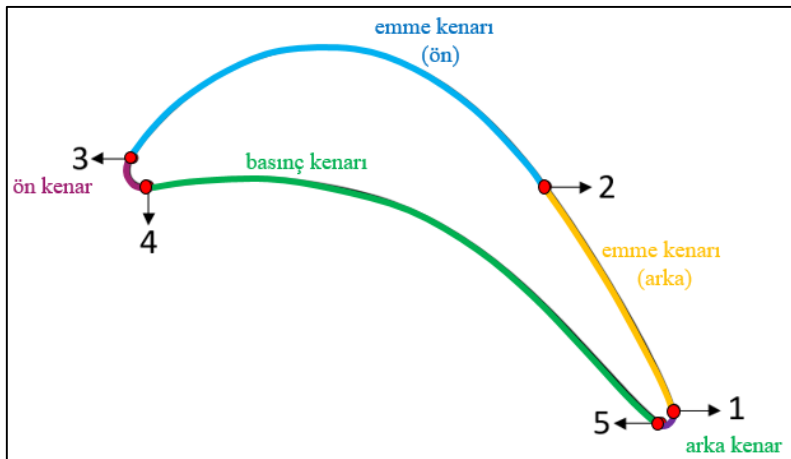
5 numaralı noktanın xy koordinatlarının ve o noktadan geçecek teğet açısının belirlenmesi Eş. 4.96 - 4.98 kullanılarak gerçekleştirilmektedir.

$$\alpha_5 = \alpha_o + \psi_o \quad (4.96)$$

$$x_5 = c_x - r_{TE} (1 - \sin \alpha_5) \quad (4.97)$$

$$y_5 = -r_{TE} \cos \alpha_5 \quad (4.98)$$

Bu yöntemde, beş farklı eğri parçasının birleştirilmesi ile kanatçık profilini oluşturan kapalı eğri elde edilmektedir. Eğri parçaları beş adet noktayı birbirine bağlamaktadır. Kanatçığın ön ve arka uçlarını oluşturan eğriler, dairesel yay yapısına sahiptir. Kanatçığın basınç kenarını, polinom denklemi ile tanımlanan bir eğri oluşturmaktadır. Emme kenarı ise iki eğri parçasından meydana gelmekte olup, bu eğri parçaları boğaz noktasında birleşmektedir. Emme kenarını ön tarafındaki eğri parçası üçüncü derece polinom denklemi ile, arka tarafındaki eğri parçası ise dairesel yay denklemi ile tanımlanmıştır. Kanatçık profilinin beş adet eğriye ayrıştırılmış hali Şekil 4.16'da verilmiştir.



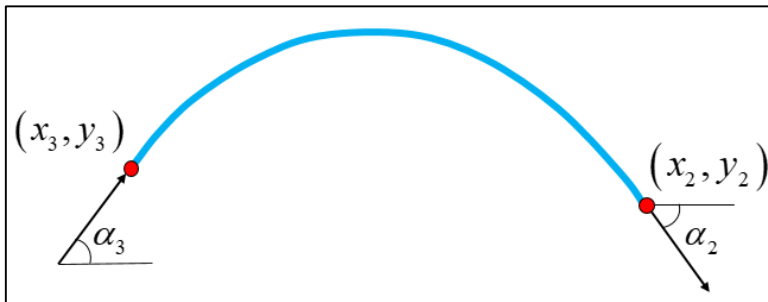
Şekil 4.16. Kanatçık profilini oluşturan eğri parçaları

1 - 2 numaralı noktalar arasındaki eğri dairesel bir yay parçasıdır. Bu eğri matematiksel olarak tanımlanırken Eş. 4.99 kullanılmaktadır. Daire yayının iki uç noktası, yani 1 ve 2 numaralı noktaların xy koordinatları ve eğim açısının değişiminin sabit olması durumu $(d\beta/dx = c)$ sınır şartı olarak kullanılmaktadır.

Eş. 4.99 kullanılarak çizdirilen eğrinin üst tarafta kalan ucu her zaman 2 numaralı nokta ile çakışık olmamaktadır. Bu nedenle kılavuzsuz dönüş açısı (ζ) iteratif olarak değiştirilerek eğrinin uç noktası ile 2 numaralı noktanın çakışık olması sağlanmaktadır. İterasyon yapılırken kılavuzsuz dönüş açısının çok küçük miktarda arttırılması veya azaltılması ile eğri ucu ile 2 numaralı noktanın birbirine son derece yakın olması sağlanmıştır. Eğer iterasyon yapılırken açı değişimi büyük olursa iterasyon neticesinde tam anlamıyla bir örtüşme sağlanamamakta ve kanatçık profili üzerinde küçük boyutlu bir çentik yapısı oluşmaktadır. Çentik yapısının olması halinde HAD analizi gerçekleştirilirken çentik etrafındaki akışta sapmalar meydana gelebilmekte ve gerçekçi bir analizden uzaklaşmaktadır.

$$y = y_1 + \left(\frac{x_1 - x_2}{\beta_1 - \beta_2} \right) \frac{180}{\pi} \ln \left\{ \frac{\cos \beta_1}{\cos \left[\frac{\beta_1 - \beta_2}{x_1 - x_2} (x - x_2) + \beta_2 \right]} \right\} \quad (4.99)$$

2 - 3 ve 4 - 5 numaralı noktalar, üçüncü dereceden polinom denklemleri ile tanımlanmış eğri parçaları ile birleştirilmektedir. Şekil 4.17’de örnek olarak, 2 - 3 numaralı noktalar arasında kalan eğri parçasının uç açıları ve uç koordinatları verilmiştir.



Şekil 4.17. Emme kenarının ön kısmını oluşturan eğri parçası

Eğrinin iki uç noktasının koordinatları ve eğrinin bu noktadaki eğimi sınır şartı olarak kullanılarak üçüncü dereceden polinomda yer alan katsayılar belirlenmiştir.

Sınır şartları:

$$1. \quad x = x_3 \rightarrow y = y_3$$

$$2. \quad x = x_2 \rightarrow y = y_2$$

$$3. \quad x = x_3 \rightarrow \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x=x_3} = \tan \alpha_3$$

$$4. \quad x = x_2 \rightarrow \left(\frac{dy}{dx} \right)_{x=x_2} = \tan \alpha_2$$

Üçüncü dereceden genelleştirilmiş polinom denklemi Eş. 4.100'de verilmiştir.

$$y = ax^3 + bx^2 + cx + d \quad (4.100)$$

Polinom denkleminin türevi Eş. 4.101'de ifade edilmiştir.

$$y' = 3ax^2 + 2bx + c \quad (4.101)$$

Birinci sınır şartı Eş. 4.100'e uygulandığında Eş.4.102 elde edilmektedir.

$$y_3 = 3ax_3^3 + 2bx_3^2 + cx_3 + d \quad (4.102)$$

İkinci sınır şartı Eş. 4.100'e uygulandığında Eş. 4.103 elde edilmektedir.

$$y_2 = 3ax_2^3 + 2bx_2^2 + cx_2 + d \quad (4.103)$$

Üçüncü sınır şartı Eş. 4.101'e uygulandığında Eş. 4.104 elde edilmektedir.

$$\tan \alpha_3 = 3ax_3^2 + 2bx_3 + c \quad (4.104)$$

Dördüncü sınır şartı Eş. 4.101'e uygulandığında Eş. 4.105 elde edilmektedir.

$$\tan \alpha_2 = 3ax_2^2 + 2bx_2 + c \quad (4.105)$$

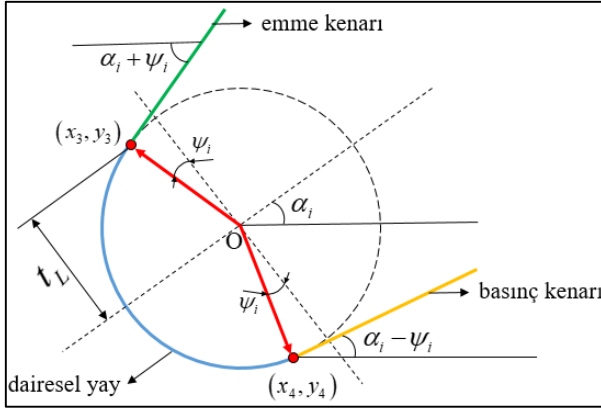
Eş. 4.102 - 4.105 bir araya getirilerek denklem sistemi, Eş. 4.106'da matris formatında ifade edilmiştir.

$$\begin{bmatrix} x_3^3 & x_3^2 & x_3 & 1 \\ x_2^3 & x_2^2 & x_2 & 1 \\ 3x_3^2 & 2x_3 & 1 & 0 \\ 3x_2^2 & 2x_2 & 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_3 \\ y_2 \\ \tan \alpha_3 \\ \tan \alpha_2 \end{bmatrix} \quad (4.106)$$

Eş. 4.106'da yer alan bilinmeyenler matrisinin çözümü ile polinomu tanımlayan katsayılar elde edilmektedir. Polinom denklemi $x = [x_3, x_2]$ aralığında çizdirildiğinde emme kenarının ön kısmını oluşturan eğri parçası oluşmaktadır. Basınç kenarı da aynı yöntem kullanılarak polinom denklemi ile tanımlanmaktadır.

Emme ve basınç kenarları oluşturulduktan sonra, kanatçık profilinin her iki ucunda açıklık kalmaktadır. Bu açıklıklar kanatçığın ön ve arka kenarlarını oluşturacak dairesel yay profil ile veya eliptik profil ile kapatılmaktadır. Profilin uç kısımlarının kapatılmasında oluşturulan dairesel veya eliptik profillerin açıklıkları tam olarak kapatması ve birleşim noktalarında eğri parçası ile aynı eğime sahip olmaları gerekmektedir. Kanatçık etrafındaki akışın daha düzenli olmasını sağlamak amacıyla, dairesel ve eliptik uç profilleri tanımlanırken diğer eğriler ile aralarında teğetsellik sağlanmıştır.

Dairesel yay kullanılarak kanatçık ucu oluşturulurken, öncelikle daire merkezinin ve yayın başlangıç açısının belirlenmesi gerekmektedir. Kanatçık ucunun dairesel yay ile oluşturulduğu örnek Şekil 4.18'de verilmiştir.



Şekil 4.18. Dairesel yay profile sahip kanatçık uç kenarı

Şekil 4.18’de verilen daireysel yayın merkezine ait xy koordinatlarının (x_0, y_0) belirlenmesi amacıyla Eş. 4.107 ve Eş. 4.108 kullanılmaktadır.

$$x_0 = x_3 - r \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_i + \psi_i\right) \quad (4.107)$$

$$y_0 = y_3 - r \sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_i + \psi_i\right) \quad (4.108)$$

r daireysel yayın yarıçapını ifade etmekte olup Eş. 4.109 kullanılarak belirlenmektedir.

$$r = \frac{t_L}{\cos \psi_i} \quad (4.109)$$

Eş. 4.109’da verilen yarıçap ifadesi Eş. 4.107 ve Eş. 4.108’de yerine yazılırsa yay merkezinin koordinatları Eş. 4.110 ve Eş. 4.111’deki gibi ifade edilebilmektedir.

$$x_0 = x_3 - \frac{t_L}{\cos \psi_i} \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_i + \psi_i\right) \quad (4.110)$$

$$y_0 = y_3 - \frac{t_L}{\cos \psi_i} \sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_i + \psi_i\right) \quad (4.111)$$

Yarıçap ve merkez koordinatlarının belirlenmesinin ardından, dairesel yayı matematiksel olarak tanımlamak için geriye bir parametre kalmaktadır. Bu parametre dairesel yayın merkez noktasına göre başlangıç ve bitiş açısıdır. Başlangıç açısı θ_1 ve bitiş açısı θ_2 sırasıyla Eş. 4.112 ve Eş. 4.113'te verilmiştir.

$$\theta_1 = \frac{\pi}{2} + \alpha_i + \psi_i \quad (4.112)$$

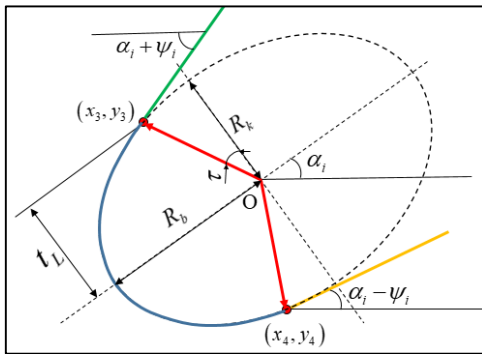
$$\theta_2 = \frac{\pi}{2} - \alpha_i + \psi_i \quad (4.113)$$

Sonuç olarak, dairesel yayın koordinat bileşenlerinin matematiksel tanımı Eş. 4.114 ve Eş. 4.115'teki gibi olmaktadır. θ açısının değer aralığı $[\theta_1, \theta_2]$ olarak tanımlandığında kanatçık profilinin uç kısmındaki dairesel yay matematiksel olarak ifade edilebilmektedir.

$$x = x_0 + R \cos \theta \quad (4.114)$$

$$y = y_0 + R \sin \theta \quad (4.115)$$

Elde edilen dairesel yay profilinin her iki ucu kanatçık kenarları ile teğet olarak tek bir noktada birleşmektedir. Dairesel yay yerine eliptik bir profil ile kanatçık uçlarının kapatılması durumunda, aynı şekilde eliptik profilin her iki ucu ile kanatçık kenarlarının tek bir noktada ve teğet olarak birleşmesi gerekmektedir. Şekil 4.19'da kanatçık ön kısmının eliptik profil ile kapatılması durumu ele alınmıştır.



Şekil 4.19. Eliptik profile sahip kanatçık uç kenarı

Elipsi $r-\theta$ düzleminde tanımlayabilmek için merkez noktasının koordinatlarının belirlenmesi gerekmektedir. Merkez noktası belirlenirken τ açısına gerek duyulmaktadır. τ açısı ile (x_3, y_3) noktasından geçen doğrunun eğim açısı arasında matematiksel bir ilişki kurulabilmektedir. Eş. 4.116 ve Eş. 4.117 bir elipsi $r-\theta$ düzleminde tanımlamak amacıyla kullanılmaktadır.

$$x = x_0 + R_b \cos \theta \quad (4.116)$$

$$y = y_0 + R_k \sin \theta \quad (4.117)$$

R_b ve R_k parametreleri sırasıyla elipsin majör ve minör uzunluklarını ifade etmektedir. x_0 ve y_0 elipsin merkez noktalarıdır. Eş. 4.116 ve Eş. 4.117'nin θ 'ya göre türevleri alınıp birbirine bölündüğünde, elips üzerindeki her bir noktadan geçen teğetin eğimi hesaplanabilmektedir (Eş. 4.118 - 4.120).

$$\frac{dx}{d\theta} = -R_b \sin \theta \quad (4.118)$$

$$\frac{dy}{d\theta} = R_k \cos \theta \quad (4.119)$$

$$\frac{dy}{dx} = -\frac{R_k}{R_b} \frac{\cos \theta}{\sin \theta} = -\frac{R_k}{R_b} \frac{1}{\tan \theta} \quad (4.120)$$

(x_3, y_3) noktasından geçen eğrinin eğimi Eş. 4.121 yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\left(\frac{dy}{dx} \right)_{x=x_3} = \tan(\alpha_i + \psi_i) \quad (4.121)$$

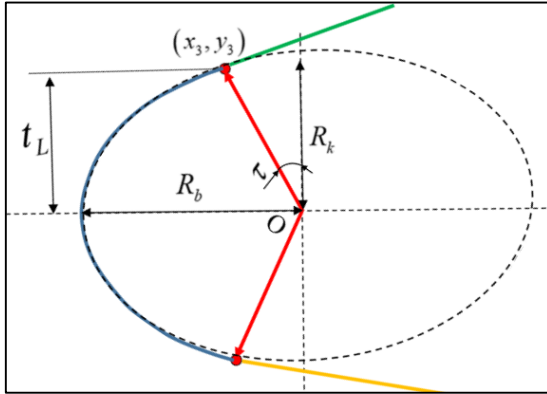
Eş. 4.120'de θ yerine $(\pi/2 + \alpha_i + \tau)$ yazılır ve Eş. 4.121'e eşitlenirse Eş. 4.122 elde edilmektedir.

$$\tan(\alpha_i + \psi_i) = -\frac{R_k}{R_b \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_i + \tau\right)} \quad (4.122)$$

τ açısı Eş. 4.122'den çekilerek, elipsin üzerindeki birleşim noktasının açısı Eş. 4.123'teki gibi belirlenmektedir.

$$\tau = -\arctan\left(\frac{R_k}{R_b \cdot \tan(\alpha_i + \psi_i)}\right) - \frac{\pi}{2} - \alpha_i \quad (4.123)$$

Eş. 4.123'ün sağ tarafındaki tüm terimlerin değeri bilinmektedir. Majör ve minör eksen uzunlukları, aralarında doğrusal bir oran verilerek tanımlanmıştır. τ açısının değeri belirlendikten sonra eliptik profilin uç noktalarının elips yatay eksenine göre açısının hesaplanması gerekmektedir. Eliptik profilin oluşturulmasında kolaylık sağlamak amacıyla, geometrinin tamamı emme kenarının uç noktası etrafında α_i açısı kadar saat yönünde döndürülerek işlemlere devam edilmektedir. Döndürülmüş geometri Şekil 4.20'de verilmiştir.



Şekil 4.20. Eliptik kenarın koordinat rotasyonundan sonraki durumu

Döndürülmüş geometride eliptik profilin başlangıç ve bitiş açısının sırasıyla $(\theta/2 + \tau)$ ve $-(\theta/2 + \tau)$ olmaktadır. Elde edilen profil kontrol edilerek, majör ve minör uzunluklar iteratif olarak belirlenmektedir. İterasyon sonucunda eliptik profil ile emme ve basınç kenarlarının uç noktaları tam olarak örtüşmektedir. İterasyon yapılırken R_k / R_b oranı sabit tutulmaktadır. Tam örtüşme sağlandıktan sonra profilin tekrar eski doğrultusuna yerleştirilmesi amacıyla

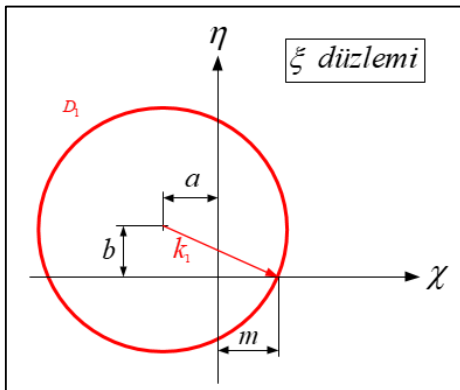
profil (x_3, y_3) noktası etrafında saat yönünün tersinde α_i açısı kadar döndürülmekte ve kanatçık profilinin uç kısmının eliptik profil ile kapatılması işlemi tamamlanmaktadır. Majör ve minör uzunluklar değiştirilerek kanatçık ucu daha sivri veya daha küt olarak oluşturulabilmektedir. Şekil 4.21’de kanatçık uç profilleri eliptik profil olan bir kanatçık geometrisi verilmiştir.



Şekil 4.21. Eliptik uç profillerine sahip kanatçık profili

4.2.3. Joukowski transformasyonu ile kanatçık profilinin elde edilmesi

İmajiner düzlemde tanımlanan bir daire, Joukowski transformasyonu ile kanatçık profiline veya elipse dönüştürülebilmektedir [70]. Şekil 4.22’de ξ imajiner düzleminde yer alan, yarıçapı k_1 olan bir daire verilmiştir. Bu dairenin merkezi $\chi-\eta$ koordinat sisteminin orijininin kaçık olup a ve b parametreleri merkez noktasının koordinatlarını ifade etmektedir. m parametresi dairenin χ ekseninin pozitif tarafındaki kesişim noktasının uzaklığıdır. Bu parametreler; kanatçığın boyutlarını, kamburluk miktarını ve kalınlığını belirlemektedir.



Şekil 4.22. $\chi\eta$ düzleminde tanımlanan daire profili

Juokowsky transformasyonu Eş. 4.124'te verilmiştir.

$$z = \xi + \frac{m^2}{\xi} \quad (4.124)$$

Burada z parametresi konform dönüşüm sonucunda oluşan kanatçık profilini tanımlamaktadır. $\xi = \chi + i\eta$ ifadesi Eş. 4.124'te yerine yazılarak Eş. 4.125 elde edilmektedir.

$$z = \chi + i\eta + \frac{m^2}{\chi + i\eta} \quad (4.125)$$

Eş. 4.125'in sağ tarafında yer alan son terim, $(\chi - i\eta)$ ile çarpılıp bölüldüğünde ve gerekli düzenlemeler yapıldığında Eş. 4.126 elde edilmektedir.

$$z = \frac{\chi^3 + \chi\eta^2 + i\chi^2\eta + i\eta^3 + m^2\chi - m^2i\eta}{\chi^2 + \eta^2} \quad (4.126)$$

Joukowsky transformasyonunda ξ düzlemindeki daire z düzlemine elips veya kanatçık profili olarak dönüştürülürken Eş. 4.127 kullanılmaktadır.

$$z = x + iy \quad (4.127)$$

Eş. 4.126'daki reel ve imajiner kısımlar ayrıştırıldığında ve gerekli işlemler yapıldığında kanatçığı oluşturan noktaların x ve y bileşenleri Eş. 4.128 ve Eş. 4.129 kullanılarak belirlenebilmektedir

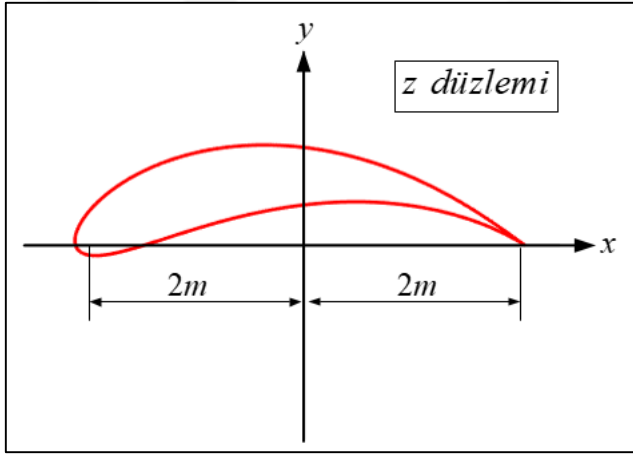
$$x = \frac{\chi(\chi^2 + \eta^2 + m^2)}{\chi^2 + \eta^2} \quad (4.128)$$

$$y = \frac{\eta(\chi^2 + \eta^2 - m^2)}{\chi^2 + \eta^2} \quad (4.129)$$

Şekil 4.22 dikkate alındığında $(a+m)^2$ uzunluğunun $k_1^2 - n^2$ ifadesine eşit olduğu sonucuna ulaşılmaktadır. Eş 4.130'da l ve m parametreleri k_1 ve b cinsinden ifade edilmiştir.

$$a + m = \pm \sqrt{k_1^2 - b^2} \quad (4.130)$$

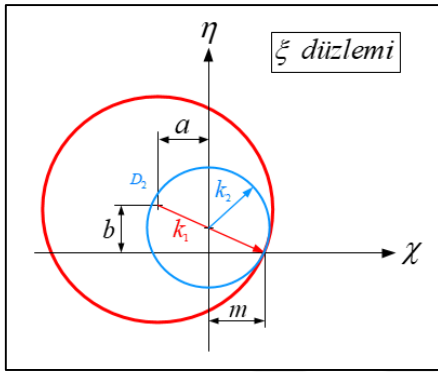
Şekil 4.23'te, ξ düzleminde tanımlanan daire, Joukowski transformasyonu ile z düzlemine aktarılmış ve kanatçık profili elde edilmiştir.



Şekil 4.23. Joukowsky transformasyonu ile elde edilen kanatçık yapısı

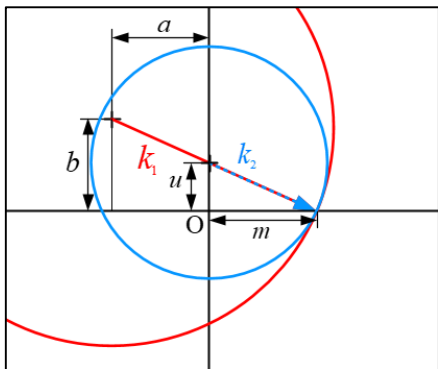
Şekil 4.23'te görüldüğü üzere transformasyon sonucunda elde edilen kanatçık yapısının kord uzunluğu, m 'nin dört katı kadar olmaktadır. m parametresinin bağımlı değişken, k_1 , a ve b parametrelerinin ise bağımsız değişken olmasından dolayı, kanatçığın kord uzunluğu bu üç parametreye bağlı olarak değişmektedir. Kanatçığın kamburluğunu kontrol eden parametre ξ düzlemindeki dairenin merkezi ile x eksen arasında kalan mesafe olup n ile ifade edilmektedir. Daire merkezi ile y eksen arasında kalan mesafe a ile ifade edilmekte ve bu parametre kanatçığın kalınlığını kontrol etmektedir. b ve a parametreleri sırasıyla kamburluk miktarı ve kanatçık kalınlığı ile doğru orantıya sahiptir. Joukowski kanatçık profili elde edildikten sonra kanatçığın tasarımcı tarafından iteratif olarak istenilen geometrik yapıya getirilmesi gerekmektedir. İstenilen toplam dönüş açısı, maksimum kalınlık ve kord uzunluğu, ξ düzlemindeki dairenin merkezinin kaydırılması ve yarıçapının değiştirilmesi ile elde edilmeye çalışılmaktadır. Kanatçığın sahip olduğu toplam dönüş

açısını belirlemek amacıyla öncelikle kanatçıgın kamber çizgisi belirlenmektedir. Kamber çizgisi belirlenirken iki farklı yöntem kullanılmıştır. İlk yöntemde ξ düzlemindeki daireye teğet bir daire daha tanımlanmaktadır. İlk tanımlanan daire D_1 ikinci tanımlanan daire ise D_2 olarak ifade edilmektedir. D_2 dairesinin merkezi y eksenini üzerinde yer almaktadır. Ayrıca D_1 dairesinde olduğu gibi, D_2 dairesi de χ eksenini pozitif bölgede m noktasında kesmektedir. Şekil 4.24'te ξ düzleminde tanımlanan D_2 dairesi verilmiştir.



Şekil 4.24. Kamber eğrisini belirlemek amacıyla kullanılan daire profili

D_2 dairesinin merkezinin y eksenini üzerinde olması sonucunda, merkezin χ yönündeki bileşeni sıfıra eşit olmaktadır. D_1 dairesine benzer şekilde, D_2 dairesi de χ eksenini pozitif bölgede m noktasında kesmektedir. D_2 dairesinin η bileşeni (u) ve yarıçapı (k_2) belirlenirken üçgenlerin benzerliği yöntemi kullanılmıştır. Şekil 4.25'te, Şekil 4.24'te verilen dairelerin yarıçap vektörleri ve daire merkezlerinin eksenlere olan uzaklıkları verilmiştir.



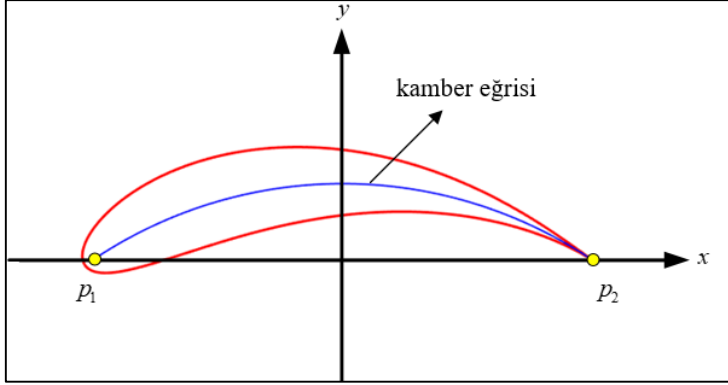
Şekil 4.25. Daire profillere ait yarıçap vektörleri

Üçgenlerin benzerliği yöntemi ile h ve k_2 bileşenleri, Eş. 4.131 ve Eş. 4.132 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\frac{b}{u} = \frac{k_1}{k_2} = \frac{m+a}{m} \quad (4.131)$$

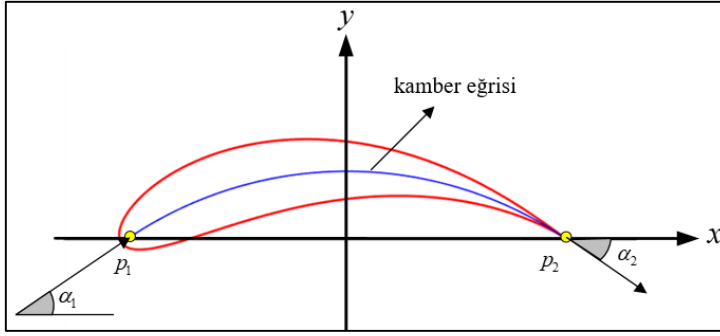
$$k_2 = \frac{k_1 m}{m+a}, \quad h = \frac{b k_2}{k_1} \quad (4.132)$$

Bu noktalar belirlendikten sonra, D_2 dairesi tam tanımlı hale gelmektedir. ξ düzleminde yer alan ve tam tanımlı hale gelen D_2 dairesi, Joukowski transformasyonuna tabi tutulmakta ve z düzleminde sıfır kalınlığa sahip bir eğriyi meydana getirmektedir. Bu eğri Joukowski transformasyonu ile elde edilen kanatçığın kamber eğrisi olmaktadır. Kanatçık profili ve elde edilen kamber eğrisi Şekil 4.26'da verilmiştir.



Şekil 4.26. Joukowski kanatçık profiline ait kamber eğrisi

Kamber eğrisi belirlendikten sonra, kanatçığa ait akış giriş açısı (α_1) ve akış çıkış açısı (α_2) hesaplanabilmektedir. Giriş ve çıkış açıları Şekil 4.27 üzerinde gösterilmiş olup kamber eğrisinin uç noktaları ile x eksenini arasında kalan açıyı temsil etmektedir.



Şekil 4.27. Joukowski kanatçık profiline ait kanatçık giriş ve çıkış açıları

Giriş açısının hesaplanmasında Eş. 4.133, çıkış açısının hesaplanmasında ise Eş. 4.134 kullanılmaktadır.

$$\alpha_1 = \arctg\left(\frac{dy}{dx}\right)_{p_1} \quad (4.133)$$

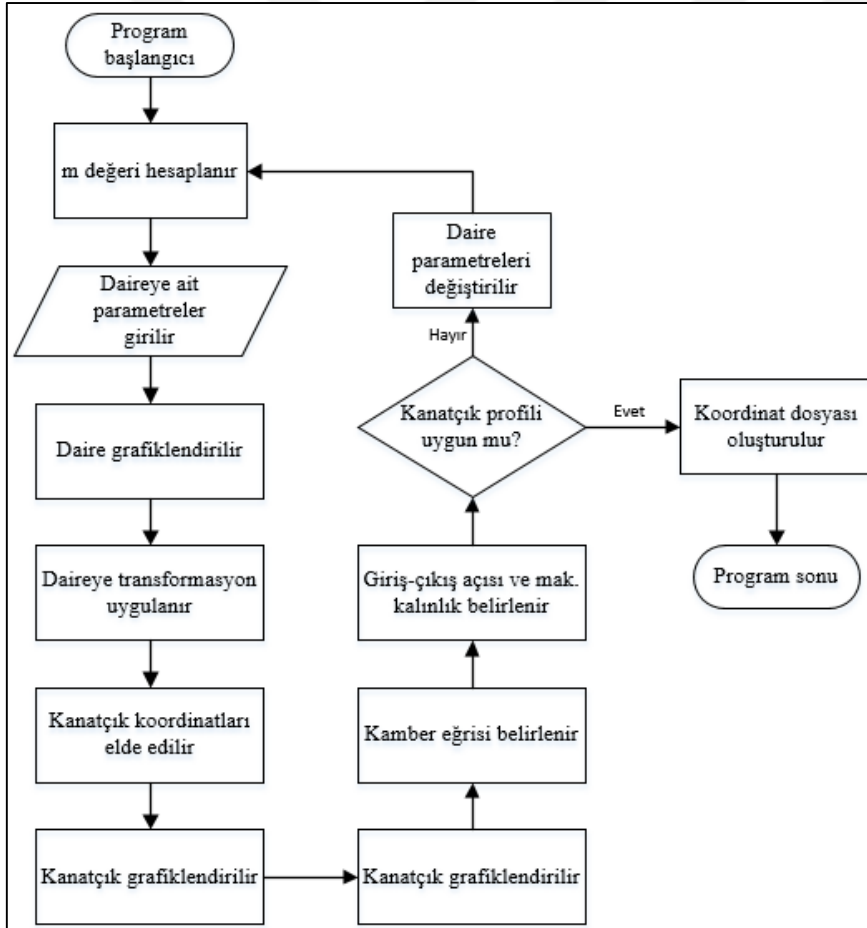
$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{dy}{dx}\right)_{p_2} \quad (4.134)$$

Pozitif yön saat yönünün tersi alındığında, α_1 açısının pozitif değere sahip olacağı ancak, α_2 açısının negatif değere sahip olacağı görülmektedir. Toplam dönüş açısı, kanatçığın giriş ucundan çıkış ucuna kadar, akışkanın toplam saptırılma miktarı olarak ifade edilmektedir. Karşılaşma açısının sıfır olması durumunda dahi, sınır tabaka ayrışmalarından kaynaklı olarak akışkan kanatçığı tam anlamıyla takip edememektedir. Ancak kanatçık çok ince bir plaka olarak kabul edildiğinde (kamber eğrisi profili) akışkan parçacıklarının α_1 açısı ile kanatçığa girip α_2 açısı ile kanatçıktan çıktığı kabul edilebilir bir yaklaşımdır. Kanatçıktaki toplam dönüş açısı ($\Delta\alpha$) Eş. 4.135 kullanılarak hesaplanmaktadır. Eş. 4.135'te mutlak değer kullanılmasının sebebi negatif açıdan kaynaklanacak hatanın önüne geçmektir.

$$\Delta\alpha = \alpha_1 + |\alpha_2| \quad (4.135)$$

Kamber eğrisi, maksimum kalınlık ve kord uzunluğu belirlendikten sonra bir boyutlu orta çizgi akışı analizinden elde edilen genel boyutlar ve açılar doğrultusunda bir kanatçık profili tasarlanmaktadır. Bu çalışmada Joukowski kanatçık profili oluşturmak amacıyla bir

MATLAB kodu yazılmıştır. Programda öncelikle ξ eksenine kanatçık profilini oluşturmak için kullanılacak olan daire (D_1) tanımlanmış ve grafik haline getirilmiştir. Sonrasında, daireye ait her bir (χ, η) koordinat çiftine Joukowski transformasyonu uygulanarak z düzlemine aktarılmış ve grafik haline getirilmiştir. Transformasyon sonrasında, dairenin geometrisine bağlı olarak kanatçık profili oluşmaktadır. Kanatçık profilinin belirlenmesinin ardından kamber eğrisi belirlenmiştir. Kanatçık profili ve kamber eğrisinin tasarımı istenilen özellikleri sağlaması amacıyla giriş parametrelerinde iteratif olarak değişiklik yapılmalıdır. Tasarımda istenilen kanatçık profili oluşturulduktan sonra kanatçık profile ait xy koordinatları bir dosyaya aktarılmaktadır. Yazılan MATLAB koduna ait blok diyagramı Şekil 4.28’de verilmiştir.

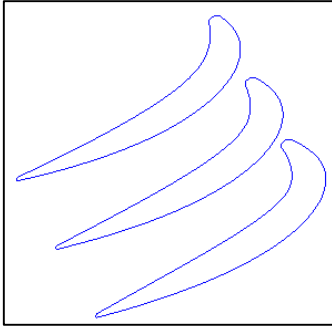


Şekil 4.28. Joukowski kanatçık profili MATLAB kodunun akış diyagramı

4.3. Üç Boyutlu Kanatçık Modelinin Oluşturulması

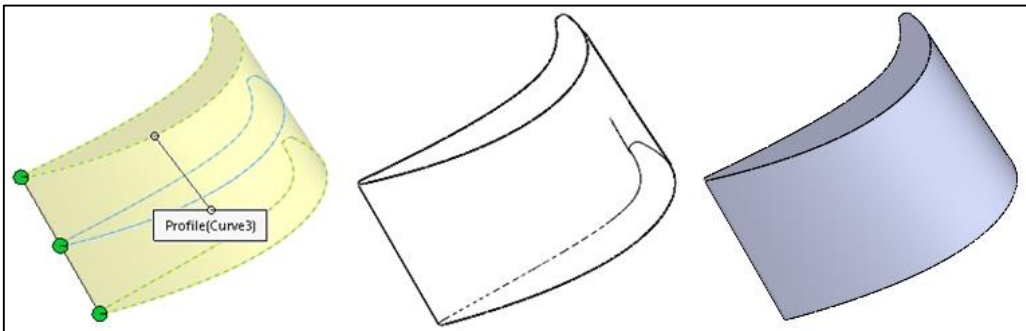
Bu çalışmada, Joukowsky transformasyonu yöntemi, kanatçık profilinin arka kenarının keskin olması nedeni ile tercih edilmemiştir. Analizlerde diğer iki yöntem kullanılarak elde edilen kanatçıklar etrafında meydana gelen akış simüle edilmiştir. Geliştirilen MATLAB kodları ile, kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi ve on bir parametre yöntemi kullanılarak, kanatçıkların iki boyutlu profilleri üzerinde yer alan yüz dört adet noktaya ait koordinatlar dosya içerisine aktarılmıştır. Örnek bir rotor kanatçığına ait koordinat değerleri Ekler kısmında yer alan Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Kanatçıkların dip, orta ve uç kesit profillerine ait noktaların olduğu dosya, Solidworks yazılımı ile üç boyutlu çizim uzayına aktarılmıştır. Solidworks yazılımı bu noktaları eğriler ile birleştirerek kapalı kanatçık profillerini oluşturmaktadır. Üç boyutlu çizim uzayına aktarılan kanatçık kesit profilleri Şekil 4.29'da verilmiştir.



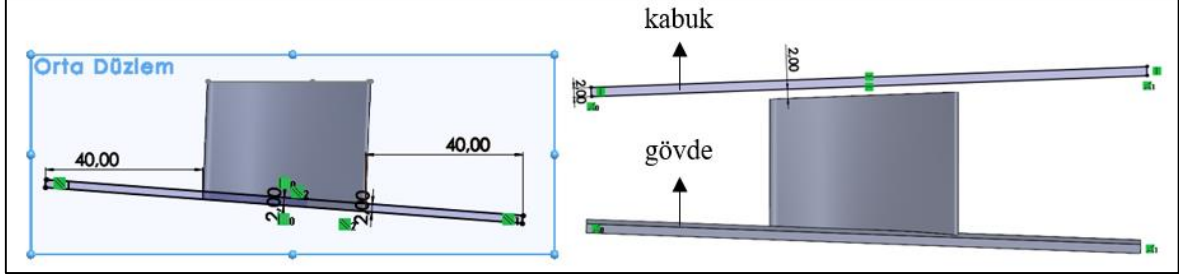
Şekil 4.29. Solidworks kullanılarak üç boyutlu çizim uzayına aktarılan profiller

Üç adet kesit profili, bir kılavuz çizgi yardımı ile birleştirilerek kanatçığın üç boyutlu katı modeli elde edilmiştir. Elde edilen örnek kanatçık modeli Şekil 4.30'da verilmiştir.



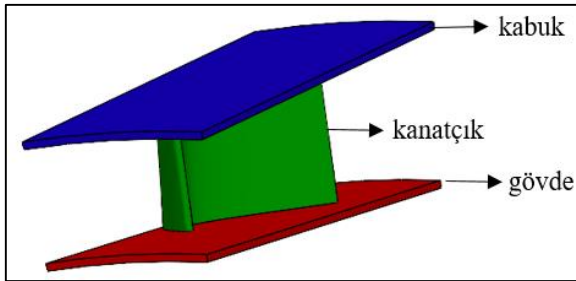
Şekil 4.30. Üç boyutlu kanatçık modeli

Kanatçığin üç boyutlu katı modelinin elde edilmesinin ardından, üst kesit profilinin teğetsel eksenindeki orta noktası belirlenerek bir düzlem atanmış ve bu düzlem üzerine gövde ve kabuk yapılarının kesit profilleri çizilmiştir. Şekil 4.31’de gövde ve kabuk yapısına ait kesitler verilmiştir.



Şekil 4.31. Gövde ve kabuğa ait kesit profilleri

Gövde ve kabuğa ait kesit profili, türbin dönüş eksenini etrafında pozitif ve negatif yönde 5° döndürülerek gövdenin ve kabuğun bir kısmının katı modeli oluşturulmuştur. Rotor kanatçığı, gövde ve kabuk yapısı Şekil 4.32’de verilmiştir. Bu işlem aşamaları on beş adet kanatçık tasarımı için uygulanarak simülasyonda kullanılacak katı modeller elde edilmiştir.



Şekil 4.32. Rotor kanatçığı ve çevre elemanlarının bir kesiti

4.4. HAD Analizi

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) akışkanların akışının, akışta meydana gelen ısı transferinin ve kimyasal reaksiyonların bilgisayar ortamında incelenmesi amacıyla geliştirilmiş olup yaklaşık 60 yıldır endüstride ve akademide kullanılmaktadır [72]. Uçaklar, otomobiller, boru hatları, soğutma sistemleri vb. birçok yapının tasarımında HAD yaygın olarak tercih edilmektedir. HAD ile deneysel yöntemlere göre daha ekonomik olup, sonuçlara daha kısa bir sürede ulaşılabilmektedir. Tasarlanan sistemlerin çalışma koşulları, HAD yöntemi ile simüle edilebilmektedir.

Gaz türbinlerinde kullanılan malzemelerin ve gaz türbini elemanlarının üretimlerinin yüksek maliyetlere sahip olması nedeni ile gaz türbindeki akış ile ilgili tasarımlar yapılırken HAD yöntemi yaygın olarak tercih edilmektedir. Gaz türbinlerdeki akışın üç boyutlu, viskoz ve türbülanslı akış olması nedeni ile bu akışın modellenmesi oldukça karmaşık ve zor bir uğraştır. Türbülanslı, viskoziteyi ve ısı transferini tanımlamak amacıyla farklı araştırmacılar tarafından çok sayıda matematiksel model geliştirilmiştir.

HAD analizleri açık kaynak kodlu yazılımlar veya ticari yazılımlar kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Yazılımın türünden bağımsız olarak HAD yöntemi ile akış analizi gerçekleştirilirken bir akış şemasının takip edilmesi gerekmektedir. Bütün HAD analizlerinde izlenen adımlar aynı olup aşağıda listelenmiştir.

- 1) Akış modelinin oluşturulması veya seçilmesi
- 2) Model geometrisinin ve akış alanının/hacminin oluşturulması
- 3) Sınır şartları ve başlangıç değerlerinin tanımlanması
- 4) Akış alanının/hacminin yeterince küçük elemanlarda ayrılması (gridlendirme)
- 5) Simülasyon için yapılan kabullerin ve kullanılacak modellerin tanımlanması
- 6) Giriş parametrelerinin tanımlanması
- 7) Simülasyonun çalıştırılması
- 8) Simülasyonun görüntülenmesi
- 9) Sonuçların elde edilmesi
- 10) Sonuçların karşılaştırılması
- 11) Analizin doğruluk miktarının araştırılması
- 12) Dokümantasyon

Kütlenin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu yasaları kullanılarak akış karakteristiğini yöneten denklemler oluşturulmuştur. HAD analizlerinde kullanılan denklemler ve yöntemler söz konusu olan korunum yasalarını esas almaktadır [73]. HAD analizlerinde yapılan kabuller aşağıda listelenmiştir.

- 1) Kütle her zaman korunmaktadır
- 2) Bir kontrol hacmi içindeki akışkanın momentumunun birim zamandaki değişimi akışkana etkiyen kuvvetlerin toplamına eşittir.

- 3) Bir kontrol hacmindeki toplam enerji değişimi kontrol hacminde gerçekleşen iş ve ısı'nın toplamına eşittir.

HAD analizlerinde, akışkan ortamı sonsuz küçüklükte veya oldukça küçük hacimlere ayrılarak bu kontrol hacimlerine akış denklemleri uygulanarak hesaplamalar gerçekleştirilmektedir. Bu yöntem, sonlu hacimler yöntemi denilmektedir. Bu küçük hacimlerin sınır şartları belirlenerek akışı yöneten denklemler çözülmektedir. Oldukça küçük kontrol hacimlerinin içindeki her noktada akışkanın aynı yapısal özellikleri taşıdığı kabul edilmektedir. Dolayısıyla akışkan içerisindeki molekül yapısı ve molekül hareketleri hesaplamalara dahil edilmemektedir.

HAD analizlerinde farklı türbülans modelleri kullanılabilir. Analiz tipine ve akış karakteristiklerine uygun türbülans modelinin kullanılması analiz sonuçlarının doğruluğunu arttırmaktadır. k - epsilon modeli, k - omega modeli ve SST (kesme gerilmesi transport) yöntemi gaz türbini kanatçıklarının etrafındaki akışın modellenmesi için kullanılan yöntemlerdir. Murthy ve Kumar, yukarıda belirtilen modellerin eksenel türbinlere uygulanmasını incelemiştir. Yapılan incelemeler neticesinde k - epsilon ve k - omega modelinin deneysel verilere daha yakın sonuçlar verdiği ifade edilmiştir [74].

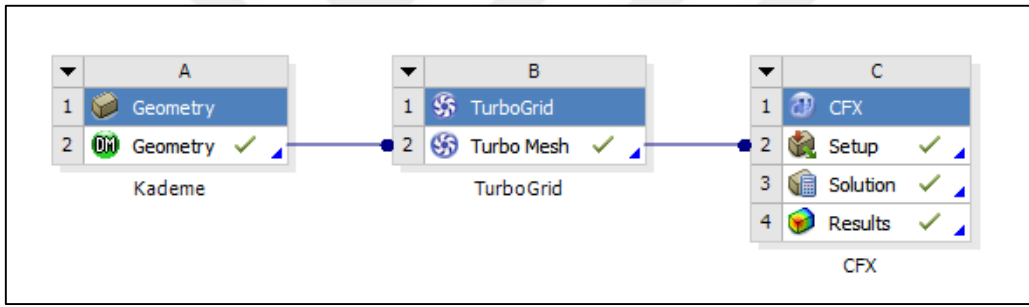
Gaz türbinlerinde üç boyutlu ve yüksek Reynold sayısına sahip bir akış gerçekleşmektedir. Bu nedenle akış oldukça türbülanslı bir yapıya sahiptir. Yüksek Reynold sayısına sahip sıkıştırılabilir akışlar Reynold Ortalama Navier Stokes Denklemleri (RANS) olarak isimlendirilen denklemler ile yönetilmektedir [72].

HAD analizi yaparken farklı tür akışkanları veya akışkanlar ile katı yüzeyleri ayıran sınırların tanımlanmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sınırlar için yapılan kabullere istinaden farklı sınır şartları atanabilmektedir. Örnek olarak akışkan ile katı cismin temas yüzeyinin oluşturduğu sınırlarda kaymama şartı, sabit ısı akısı şartı ve sabit duvar sıcaklığı şartı gibi sınır şartları kullanılabilir.

Geometriye, eleman sayısına, sınır şartlarına, çözüm yöntemine ve çözücü hızına bağlı olarak HAD analizlerinin süresi değişmektedir. Karmaşık simülasyonlar gerektiren durumlarda HAD analizi günlerce sürebilmektedir. Analiz sürelerini mümkün olduğunca azaltmak, maliyetlerin azaltılması bakımından gerekli bir durumdur. Geometrinin

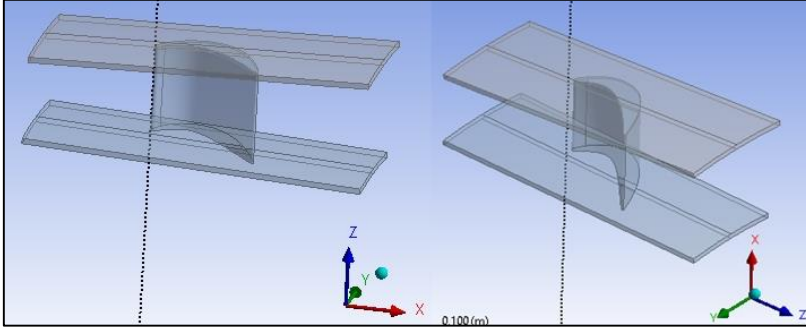
basitleştirilmesi ve eleman sayısının azaltılması gibi yöntemler ile analiz süreleri kısaltılabilmektedir. Ancak bu müdahaleler, analiz sonuçlarını gerçek sonuçlardan uzaklaştırmaktadır. Bu nedenle kabul edilebilir hata miktarına sahip sonuçların elde edilmesini sağlayacak en az karmaşıklığın sağlanması analiz süresinin kısılmasını ve verilerin doğru olmasını sağlayacaktır [72].

Bu çalışmada, tasarlanan 15 adet farklı rotor kanatçığı analiz edilmiştir. Analizlerin ilk aşamasında CAD ortamında oluşturulan katı modeller ANSYS yazılımının bir modülü olan Design Modeller aracına aktarılmıştır. Katı model aktarıldıktan sonra simülasyon yapılabilmesi için bir dizi işlemin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Söz konusu işlemler ANSYS Workbench üzerinde gerçekleştirilmiş olup bir rotor kanatçığının analizine ait yapı Şekil 4.33'te verilmiştir.



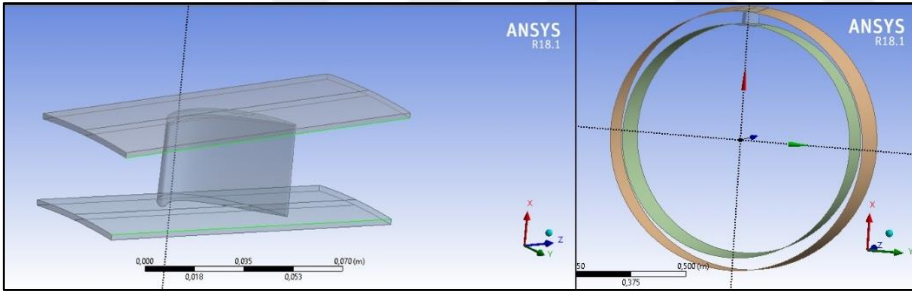
Şekil 4.33. Workbench modülünde oluşturulan proje şeması

Bu işlemlerden ilki, modelin istenilen doğrultuya döndürülmesidir. MATLAB kodu ile kanatçık profillerine ait koordinatlar oluşturulurken kanatçığın dönüş yarıçapının z eksenini doğrultusunda arttığı kabulü yapılmıştır. Ancak simülasyon yapılırken dönüş yarıçapının x eksenini doğrultusunda değişmesi gerekmektedir. Bu nedenle içeri aktarılan geometri y ekseninde 90° , z ekseninde ise 180° döndürülmüştür. İçeri aktarıldıktan sonra döndürülen kanatçık modeli Şekil 4.34'te verilmiştir.



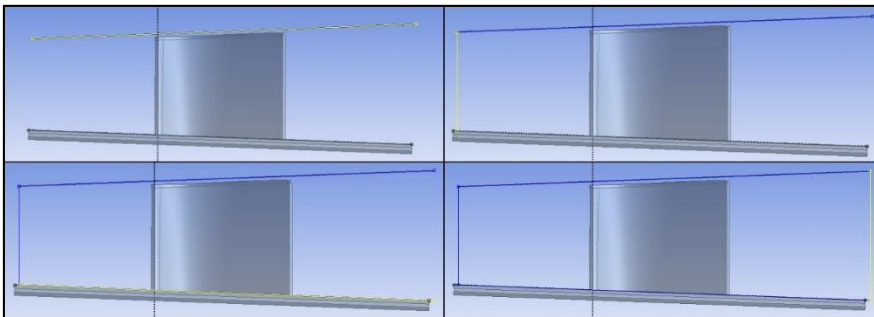
Şekil 4.34. Design Modeller modülüne aktarılan kanatçık modeli

Döndürme işleminin ardından, kabuk ve gövde geometrilerinin akış alanını sınırlayan yüzeylerinin tanımlanması gerekmektedir. Bu amaçla, gövdelerin iç kısımdaki kenarlarının iz düşümleri türbin dönüş eksenini etrafından döndürülerek akış alanını sınırlayan yüzeyler elde edilmektedir. İz düşüm çizgileri ve bu çizgiler kullanılarak oluşturulan yüzeyler Şekil 4.35'te verilmiştir.



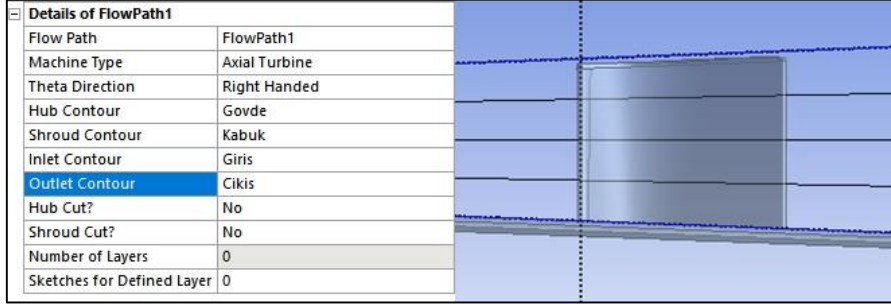
Şekil 4.35. Gövde ve kabuğun iç kısımlarını temsil eden yüzeyler

Gövde ve kabuk yüzeylerinin iki boyutlu sınırları ve giriş, çıkış kesitlerinin iz düşüm çizgileri ile meridyenel düzlemdeki iki boyutlu akış alanı elde edilmiştir. Akış alanının sınırları Şekil 4.36'da gösterilmiştir.



Şekil 4.36. Meridyenel düzlemde tanımlanan akış sınırları

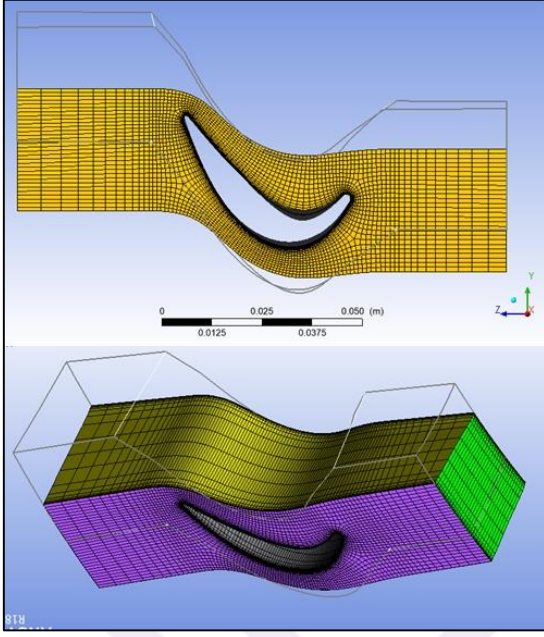
Meridyenel düzlemdeki akış alanı içerisine katmanlar oluşturularak rotor kanatçığına ait akış yolu elde edilmiştir. Kanatçığın dip ve uç sınırları arasında eşit aralıklar ile oluşturulan üç adet katman Şekil 4.37’de verilmiştir.



Şekil 4.37. Akış hattında oluşturulan katmanlar

ANSYS yazılımında akış yolu tanımlanırken, makine tipi olarak eksenel türbin seçilmiştir. Uç ve dip katmanları ile birlikte toplam beş adet katman oluşturulmuştur. Bu işlemin sonrasında kanatçık sayısı tanımlanarak geometri çözüm ağı oluşturmak için hazır hale getirilmektedir.

Geometri oluşturulduktan sonra çözüm ağının oluşturulması amacıyla, ANSYS yazılımının bir modülü olan TurboGrid aracı kullanılmıştır. Bu modülde tanımlanan akış yolu ve kanatçık geometrisi referans alınarak çözüm ağı oluşturulmaktadır. Çözüm ağı oluşturma işlemi, kanatçıklar arasındaki teğetsel düzlemde ve meridyenel düzlemde gerçekleştirilmekte ve akış alanı oldukça küçük, çok sayıda elemana ayrıştırılmaktadır. TurboGrid modülü kullanılarak oluşturulan iki boyutlu ve üç boyutlu çözüm ağı Şekil 4.38’de verilmiştir.



Şekil 4.38. İki ve üç boyutlu çözüm ağı

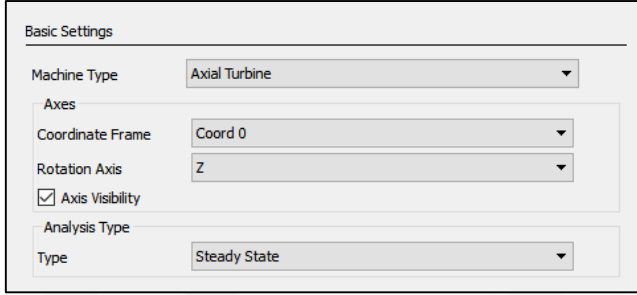
Çözüm ağı oluşturulduktan sonra çözüm ağı analizi gerçekleştirerek yapılan ayrıştırmanın kalitesi analiz edilmektedir. Örnek bir simülasyona ait çözüm ağı istatistikleri Şekil 4.39’da verilmiştir.

Mesh Statistics			
Domain: ALL			
Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face Angle	60.0741 [degree]	0.0000	✓
Maximum Face Angle	108.5 [degree]	0.0000	✓
Maximum Element Volume Ratio	6.61432	0.0000	✓
Minimum Volume	3.29508e-13 [m ³]	0.0000	✓
Maximum Edge Length Ratio	153.522	0.0000	✓
Maximum Connectivity Number	10	0.0000	✓

Şekil 4.39. Çözüm ağına ait istatistikler

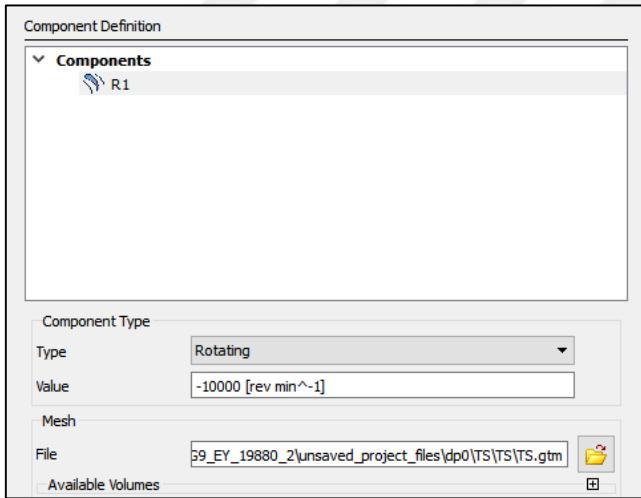
Elde edilen istatistikler, TurboGrid modülü tarafından oluşturulan çözüm ağının uygun olduğunu ifade etmektedir. Bu işlemler sonrasında bir rotor kanatçığı modelinde yaklaşık 82 000 eleman ve 92 000 düğüm noktası oluşmaktadır. Bu bir kanatçık ve çevresindeki akış alanı için geçerlidir. Rotor kanatçığı sütununda toplam 58 adet kanatçık yer almaktadır. Akış hacminin küçük elemanlara ayrıştırılmasının ardından, simülasyon için son bir adım daha bulunmaktadır. Bu adımda sınır şartları, analiz tipi, kabuller ve kullanılacak analiz modeli

tanımlanmaktadır. Söz konusu işlemler ANSYS yazılımına ait CFX modülü altında gerçekleştirilmiştir. Bu kısımda makine tipi eksenel türbin olarak belirlenmiş, dönüş eksenini z eksenini olarak tanımlanmış ve sürekli şartlarda analiz seçilmiştir. Yazılımda yapılan tanımlamalar Şekil 4.40, Şekil 4.41. ve Şekil 4.42’de gösterilmiştir.



Şekil 4.40. Analiz tipinin, makine tipinin ve dönüş ekseninin tanımlanması

Simülasyon rotor kanatçığı için gerçekleştirileceğinden yazılımda hareketli kanatçık tipi seçilmiş ve türbin dönüş hızı 10 000 dev/dk olarak girilmiştir (Şekil 4.41).



Şekil 4.41. Kanatçık dönüş hızının tanımlanması

Bir sonraki aşamada akışkan tipi, sınır şartları ve simülasyon modeli ile ilgili parametreler tanımlanmıştır. Akışkan olarak ideal gaz ve türbülans modeli olarak k - ϵ türbülans modeli seçilmiştir. Yüksek yüklemeli eksenel türbinlerde k - ϵ türbülans modelinin gerçek değerlere yakın sonuç verdiği ifade edilmiştir [73]. Akışkanın türbin kademesine giriş ve çıkış kesitlerinin tanımlanması gerekmektedir. Giriş kesitinde sınır şartı olarak toplam sıcaklık,

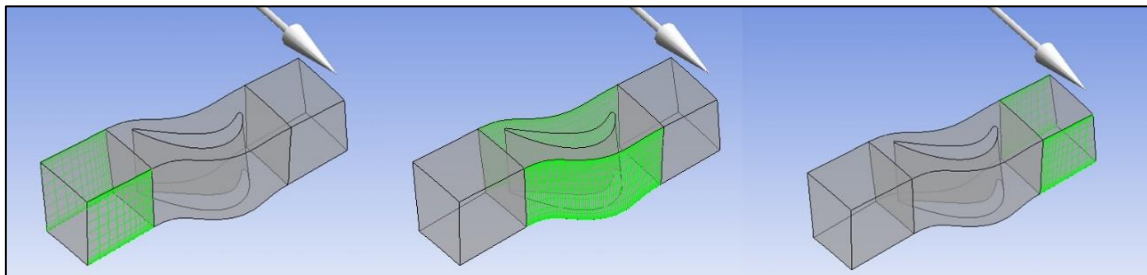
kütleli debi ve hız vektörünün bileşenleri tanımlanmaktadır. Çıkış kesitinde ise akışkanın çıkıştaki statik basıncı, sınır şartı olarak seçilmiştir.

Akışkanın rotor kanatçığına giriş kesitindeki toplam sıcaklığı 1500 K, kütleli debisi ise 20 kg/s olarak tanımlanmıştır. Çıkış kesitindeki statik basınç ise 8 bar olarak girilmiştir (Şekil 4.42).

R1 Inlet	
Boundary Type	Inlet
Location	INBlock INFLOW
Flow Specification	
Option	Mass Flow Rate
Mass Flow Rate	20 [kg s ⁻¹]
Mass Flow Rate Area	Total for All Sectors
Flow Direction	Cartesian Components
Unit Vector X	0
Unit Vector Y	-0.951
Unit Vector Z	0.309
Temperature Specification	
Total Temperature	1500 [K]

Şekil 4.42. Giriş ve çıkış kesitleri için sınır şartlarının tanımlanması

Silindirik yapılardaki akışlar incelenirken genel olarak simetri şartı kullanılmakta ve iki boyutlu akış yaklaşımı uygulanabilmektedir. Gaz türbini kademeleri gibi yapılarda ise periyodik sınır şartı uygulanarak akış alanının belirli bir diliminde çözüm yapılmakta, dolayısıyla analiz süresi oldukça kısaltılmaktadır. Periyodik sınır şartı, birbirini tekrar eden akış hacimlerinin olması durumunda tercih edilmektedir. Örneğin, gaz türbinindeki her bir stator kanatçığı etrafında meydana gelen akış yapısı birbirine oldukça benzemektedir. Bu nedenle periyodik sınır şartı kullanılarak akışkanlar arası yüzeyler sınırlandırılmıştır. Periyodik sınır şartı uygulanan yüzeyler Şekil 4.43'te gösterilmiştir.



Şekil 4.43. Periyodik sınır şartı uygulanan yüzeyler

Sınır şartları tanımlandıktan sonra, oluşturulan model simülasyon için hazır hale gelmiştir. CFX modülüne ait çözücü kullanılarak rotor kanatçıkları etrafındaki akış için üç boyutlu, türbülanslı, viskoz akışın denklemleri iteratif olarak çözdürülmüştür. Çözümün daha hassas olmasını sağlamak amacıyla çözücüdeki çift duyarlıklı çözüm seçeneğinden faydalanılmıştır. İterasyon sayısı 200 ile sınırlandırılmıştır. Bu sayı analiz sonuçlarının yakınsaması için yeterli olmuştur. Momentumdaki ve kütledebideki değişimin neredeyse sıfırlanması halinde analizler başarılı olarak sonuçlandırılabilir.



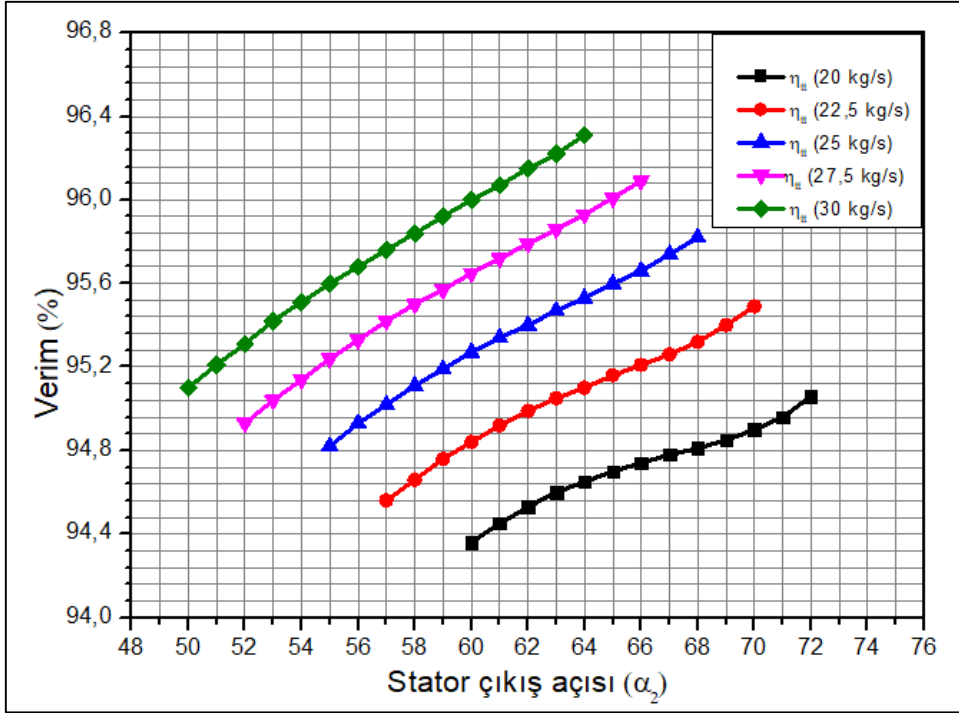


5. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

Bu bölümde, bir boyutlu akış analizleri sonucunda elde edilen türbin performans özelliklerinin tasarım parametrelerine göre yorumlanması, iki boyutlu kanatçık profillerinin tanımlanmasında iki farklı yöntemin karşılaştırılması ve üç boyutlu kanatçık geometrilerinin oluşturularak sonlu hacimler yöntemi ile akış karakteristiklerinin değerlendirilmesi grafikler yardımıyla sunulmuştur.

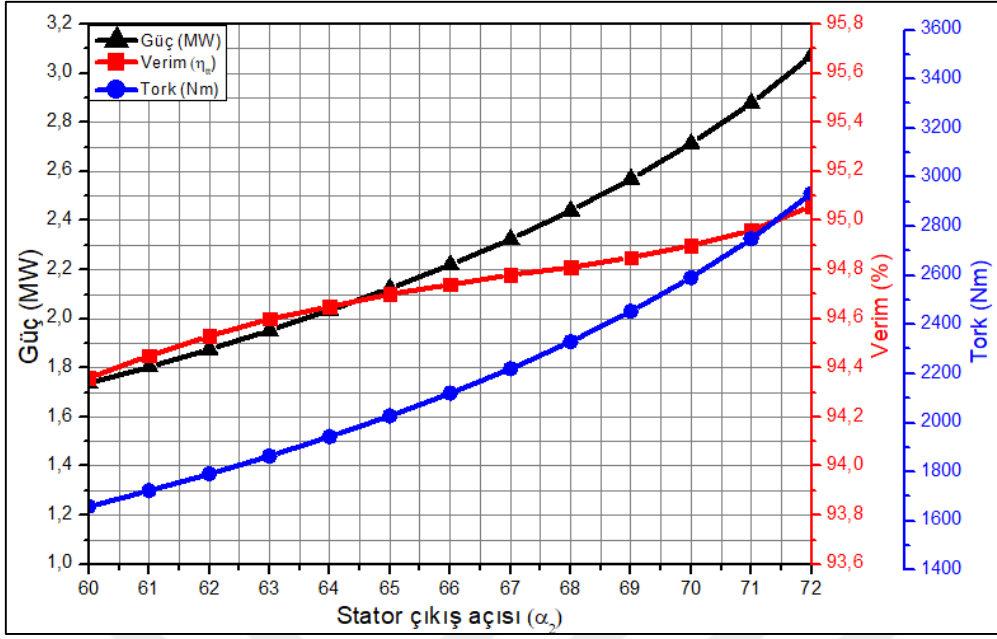
5.1. Bir Boyutlu Orta Çizgi Akış Analizi Sonuçları

Şekil 5.1’de 10 000 dev/dk dönüş hızına sahip türbin kademesinde stator kanatçığının çıkış açısına bağlı olarak farklı kütleli debiler için toplamdan toplama kademe verimindeki değişimler verilmiştir. Kütleli debinin artması sonucunda türbin veriminin arttığı belirlenmiştir. Kütleli debinin artması ile stator kanatçığının üst ve alt açısı sınırları daha düşük açısı değerlerine doğru kaymıştır. Alt ve üst açısı sınırları belirlenirken iki farklı kontrol yapılmıştır. Stator çıkışındaki Mach sayısının 0,9 civarında sınırlandırılması ile stator çıkış açısının üst sınırı tayin edilmiştir. Rotor giriş açısının 0° nin üzerinde kalması sağlanarak stator çıkış açısının alt sınırı tayin edilmiştir. Kütleli debinin 30 kg/s olması halinde stator kanatçık açısı $50^\circ - 64^\circ$ aralığında değerler alırken, kütleli debinin 20 kg /s olması durumunda bu aralık $60^\circ - 72^\circ$ olarak belirlenmiştir. Kütleli debinin artması sonucunda stator çıkış açısının değeri aralığında genişleme meydana gelmiştir. Kademe yükleme katsayıları, kütleli debinin artması halinde neredeyse sabit kalırken, akış katsayılarında meydana gelen artış verimin artmasına neden olmuştur. Ayrıca, farklı kütleli debiler için hesaplanan verimler arasında büyük farklar olmamıştır. Örneğin, 62° stator çıkış açısına göre türbin verimi % 94,53 ile % 96,15 arasında değişmiştir. Bununla birlikte, kütleli debinin artması ile kompresörün aynı giriş basıncını sağlaması için daha fazla güç tüketmesi gerekmektedir. Bu yüzden, 20 kg/s kütleli debiye göre türbin kademesi tasarlamaya karar verilmiştir.



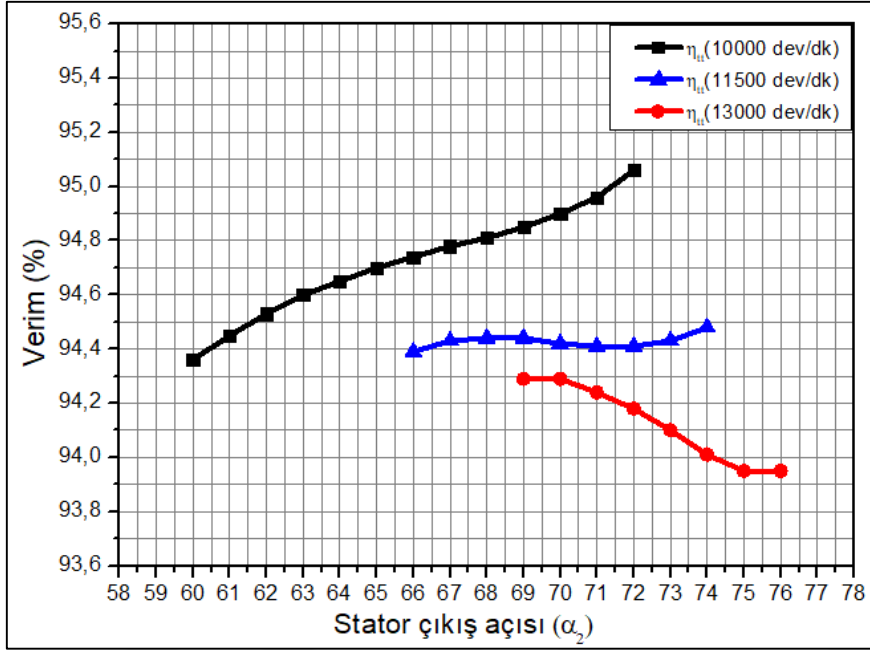
Şekil 5.1. Stator çıkış açısına bağlı olarak türbin verimindeki değişim

Şekil 5.2’de 10 000 dev/dk çalışma hızına ve 20 kg/s kütleli debiye göre tasarlanan türbin kademesi için bir boyutlu akış analizi sonucunda belirlenen türbin gücü, torku ve verimi değerleri, stator çıkış açısının fonksiyonu olarak verilmiştir. Stator çıkış açısının artması türbin gücü, torku ve veriminin artmasını sağlamıştır. Güç ve torktaki artışın nedeni doğrudan akışkanın stator çıkışında sahip olduğu teğetsel hız ile ilgilidir. Stator çıkış açısının artmasına bağlı olarak stator çıkışındaki Mach sayısının ve akış hızının teğetsel bileşeninin artış göstermesi sonucunda, rotora giren akışkan daha yüksek kinetik enerjiye sahip olmaktadır. Ayrıca, kademe çıkışındaki kesit alanının ve statik basıncın sabit tutulması sebebiyle stator çıkış açısı ile güç ve tork arasında doğrusal bir ilişki meydana gelmiştir. Stator çıkış açısının 60° den 72° ye yükseltilmesi sonucunda türbin gücünde ve torkunda % 76,8 seviyesinde bir artış olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Aynı durum için türbin verimi yaklaşık olarak %0,7 artış göstermiştir. Stator çıkış açısı 72° iken, türbin gücü 3,07 MW, türbin torku 2933 Nm ve türbin verimi % 95,06 olarak tespit edilmiştir.



Şekil 5.2. Stator çıkış açısına bağlı olarak türbin gücü, torku ve veriminin değişimi

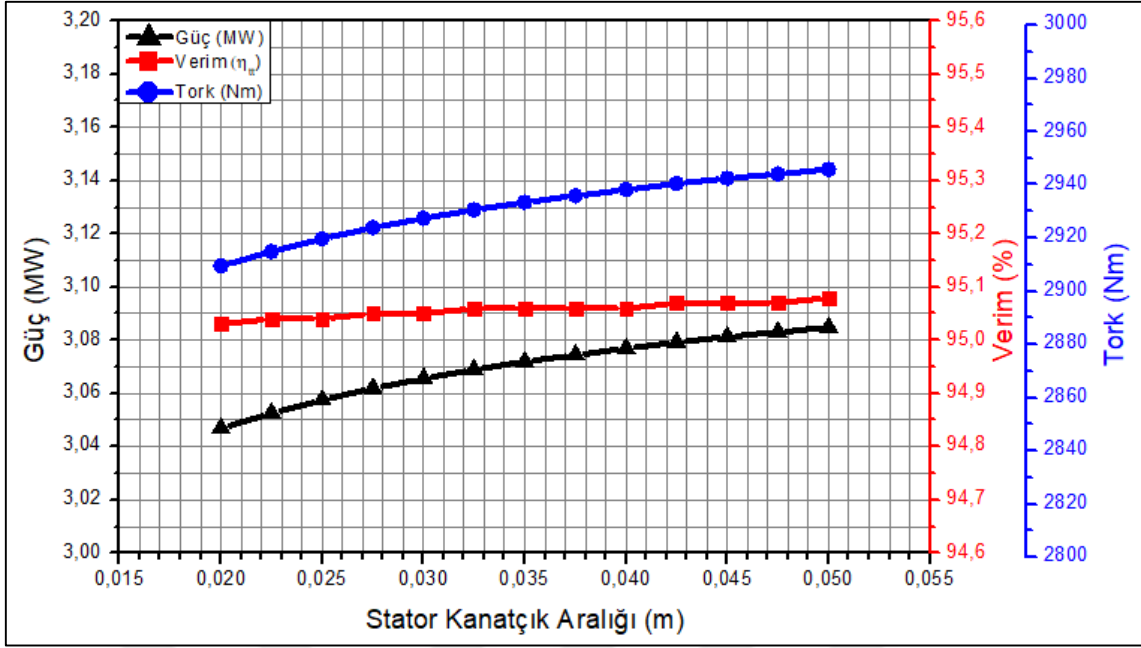
Şekil 5.3'te kütleli debinin 20 kg/s olduğu, farklı dönüş hızlarına sahip türbin kademesi için stator çıkış açısına karşılık gelen verim değerleri verilmiştir. Seçilen 10 000 dev/dk, 11 500 dev/dk ve 13 000 dev/dk türbin dönüş hızları karşılaştırılmıştır. Türbin dönüş hızının artması ile verimde düşüş meydana gelmiştir. Türbin dönüş hızının artması sonucunda kademe reaksiyon derecesinde meydana gelen artış verimin azalmasına neden olmuştur. Dönüş hızı 10 000 dev/dk için stator çıkış açısı arttıkça türbin verimi değişen eğimle artış göstermiştir. Dönüş hızı arttıkça ise, stator çıkış açısındaki artışa bağlı olarak önce verim neredeyse değişmemiş ve daha sonra da verimde azalma meydana gelmiştir. Ayrıca, kanatçıkların dönüş hızlarının azaltılması ile santrifüj etkilerden kaynaklanan gerilmelerin de azalacağı tahmin edilmektedir. Seçilen 10 000 dev/dk türbin hızı için stator çıkış açısı 60° ve 72° iken türbin verimi sırasıyla % 94,36 ve % 95,06 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.3. Farklı dönüş hızlarında stator çıkış açısına göre türbin verimindeki değişim

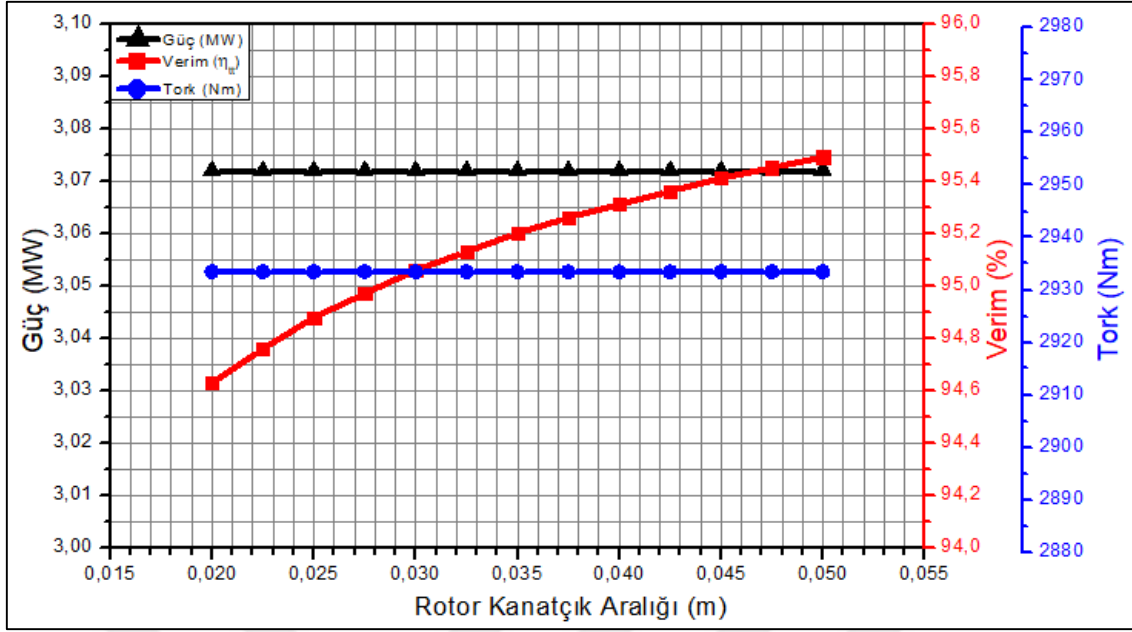
Türbin kademesine ait kütleli debi 20 kg/s, dönüş hızı 10 000 dev/dk ve stator çıkış açısı 72° olarak belirlendikten sonra kanatçıklar arasındaki mesafeye ve kanatçıkların eksenel kord uzunluklarına bağlı olarak performans parametreleri incelenmiş ve elde edilen sonuçlar Şekil 5.4 – Şekil 5.7’aralığında değerlendirilmiştir.

Şekil 5.4’te türbin performans parametreleri, stator kanatçıkları arasındaki mesafenin fonksiyonu olarak verilmiştir. Stator kanatçıkları arasındaki mesafenin artışına bağlı olarak türbin gücü ve torku artış gösterirken, türbin veriminde belirgin bir artış tespit edilmemiştir. Stator kanatçıkları arasında mesafenin değişimi kanatçık kesiti hidrolik çapının değişmesine neden olmaktadır. Hidrolik çapın artması ile viskoz kuvvetlerin etkisi azalacağı için güçte artış meydana gelmektedir. Stator kanatçık aralığı 0,02 m’den 0,05 m’ ye çıkarıldığında türbin gücü ve torku % 1,24 artış göstermiştir. Bununla birlikte, akış sınır tabaka ayrışması dikkate alındığında güçteki artışın sürekli olmayacağı tahmin edilmektedir.



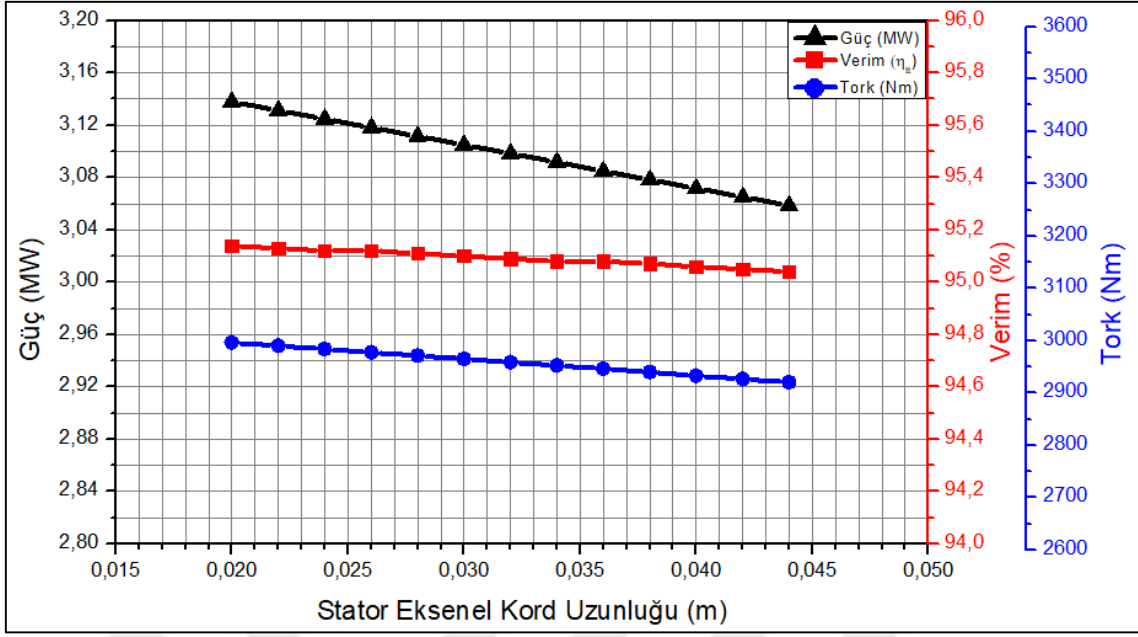
Şekil 5.4. Stator kanatçık aralığına bağlı olarak güç, tork ve verimin değişimi

Şekil 5.5'te türbin gücü, torku ve verimi rotor kanatçıklarının aralık mesafesinin fonksiyonu olarak verilmiştir. Rotor kanatçıkları arasındaki mesafenin artması, bir boyutlu akış analizi ile elde edilen türbin veriminde önemli bir artış sağlamıştır. Türbin gücü ve torkunda ise kayda değer bir değişim olmamıştır. Stator kanatçıkları arasındaki mesafe 0,035 m iken, türbin gücü ve torku sırasıyla 3,07 MW ve 2933 Nm olarak belirlenmiştir. Rotor kanatçıkları arasındaki mesafeyi arttırmak da aynı şekilde hidrolik çapı arttırmakta ve viskoz kayıpların etkisini azaltmaktadır. Bu nedenle, türbin verimi aralığın artmasına bağlı olarak artış göstermiştir. Rotor kanatçıklarının sayısının stator kanatçıklarından daha fazla olması gerektiği için rotor kanatçıkları arasındaki mesafe 0,03 m olarak seçilmiştir. Rotor kanatçık aralığının 0,02 m'den 0,05 m'ye artırılması ile türbin veriminde % 0,9 değerinde yükselme gerçekleşmiştir.



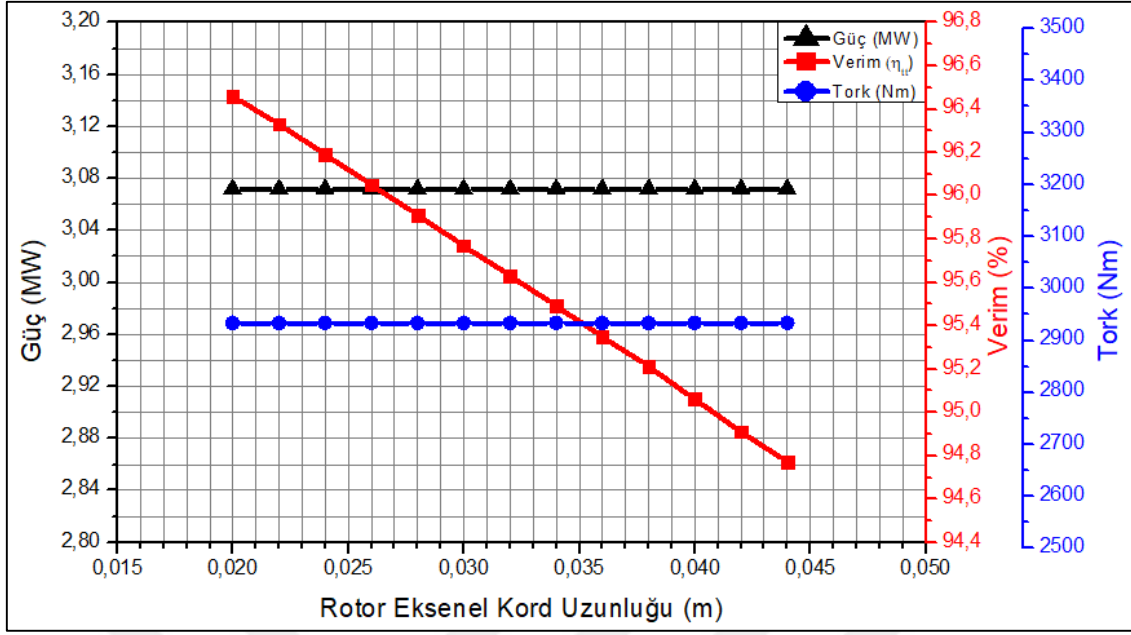
Şekil 5.5. Rotor kanatçık aralığına bağlı olarak güç, tork ve verimin değişimi

Şekil 5.6'da, stator kanatçığının eksenel kord uzunluğuna bağlı olarak türbin gücü, torku ve veriminde meydana gelen değişimler verilmiştir. Stator kanatçığının eksenel kord uzunluğundaki artış neticesinde türbin gücü, torku bir miktar düşüş göstermiştir. Stator kanatçığının eksenel kord uzunluğu 0,02 m den 0,044 m ye çıkarıldığında türbin gücü ve torkunda gerçekleşen düşüş % 2,5 mertebesinde dir. Ancak, türbin veriminde belirgin bir değişim gerçekleşmemiştir. Eksenel kord uzunluğunun uzaması ile ıslak yüzey alanlarının kanatçıklar arasında oluşan akış hacmine oranı artmaktadır. Bu durum viskoz kayıpların etkisini arttırmakta, türbin performans parametrelerinin değerlerinde düşüşe neden olmaktadır. Bununla birlikte, kanatçığın eksenel kord uzunluğunun kısaltılması mekanik dayanımın azalmasına sebep olacaktır. Bu sebeple, türbin kademesindeki stator kanatçıklarının eksenel kord uzunluğu 0,04 m olarak seçilmiş ve böylece kanatçık sayısı 50 olarak belirlenmiştir.



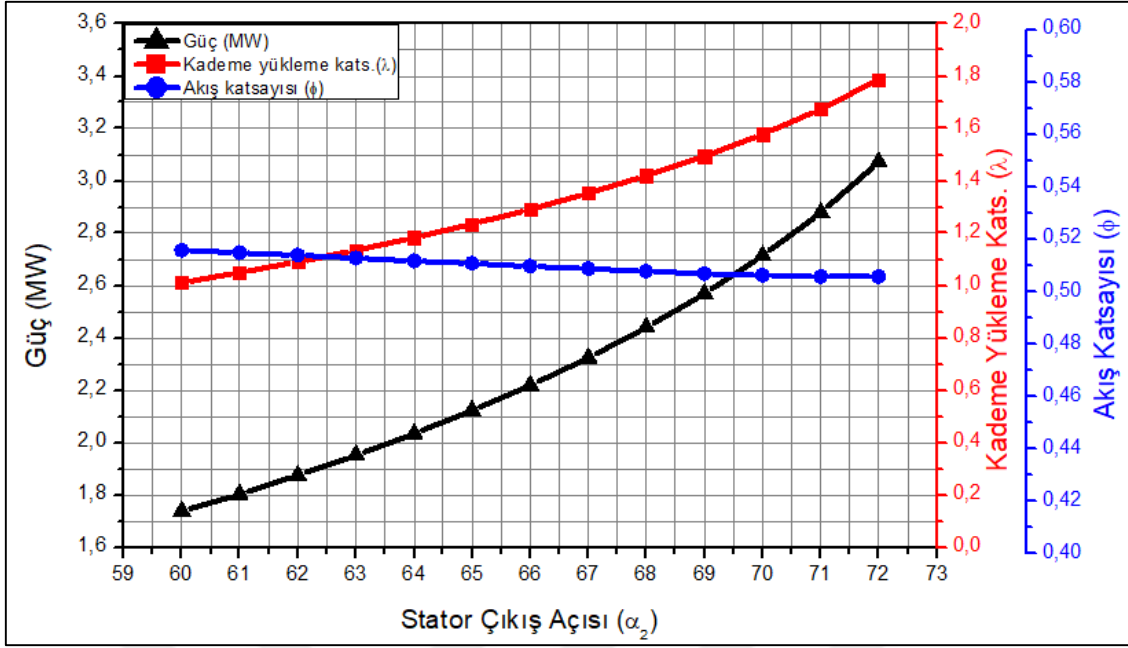
Şekil 5.6. Stator eksenel kord uzunluğuna bağlı olarak performanstaki değişim

Şekil 5.7’de rotor kanatçığının eksenel kord uzunluğuna bağlı olarak türbin gücünün, torkunun ve veriminin değişimi yer almaktadır. Rotor kanatçıklarının eksenel kord uzunlukları değiştirilirken girişindeki akışkan hızı sabit tutulduğu için türbin gücünde ve veriminde bir değişim meydana gelmemiştir. Rotor kanatçıklarının eksenel kord uzunluklarının artması ile ıslak yüzey alanının hacme oranı artmış ve böylece türbin veriminde azalma meydana gelmiştir. Rotor kanatçığının eksenel kord uzunluğu 0,02 m den 0,044 m değerine düştüğünde türbin verimi yaklaşık % 1,7 azalmıştır. Eksenel kord uzunluğu kısaltıldıkça mekanik gerilmeler artacağı ön görülmektedir. Bu yüzden, bu çalışmada tasarlanan türbin rotor kanatçıkları ortalama bir değer olan 0,03 m aralıklarla yerleştirilmiştir. Bu durumda, rotor kanatçık sayısı 58 olarak belirlenmiştir. Uygulamada rotor kademesinin stator kademesindeki kanatçıkların sayısından daha fazla olması gerektiği literatürde açıklanmaktadır [71].



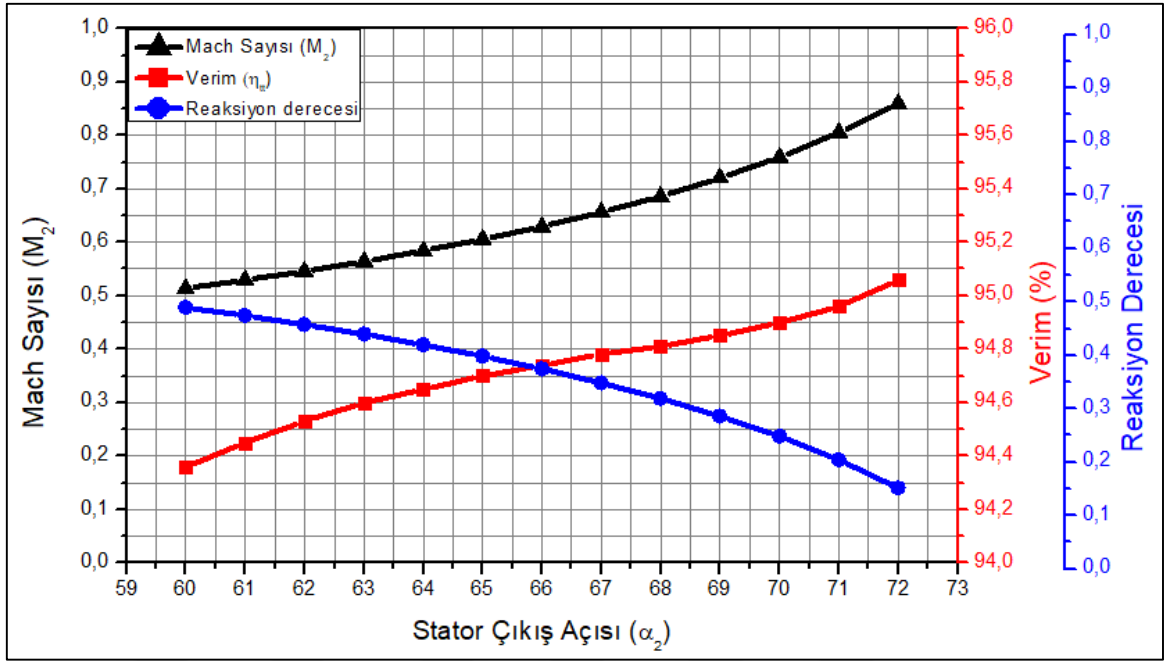
Şekil 5.7. Rotor eksenel kord uzunluğuna bağlı olarak performanstaki değişim

Şekil 5.8’de stator çıkış açısına bağlı olarak türbin gücündeki, kademe yükleme ve akış katsayılarındaki değişim verilmiştir. Stator çıkış açısı 60° den 72° ye yükseltilirken türbin kademesinden elde edilen güç 1,24 MW değerinden 3,07 MW değerine artmaktadır. Stator çıkış açısı arttıkça rotor girişindeki hızın teğetsel bileşeninde artış meydana gelmekte ve rotorda entalpi düşüşü artmaktadır. Bu nedenle türbin kademesinden elde edilen güç yükselmektedir. Kademe yükleme katsayısı da rotor kanatçıkları arasındaki entalpi düşüşü ile doğrudan ilişkili olduğu için stator çıkış açısı ile birlikte 1,01’den 1,79’a yükselmiştir. Kütleli debinin sabit tutulması nedeni ile akış katsayısında belirgin bir değişim gerçekleşmemiş ve ortalama 0,51 olarak tespit edilmiştir.



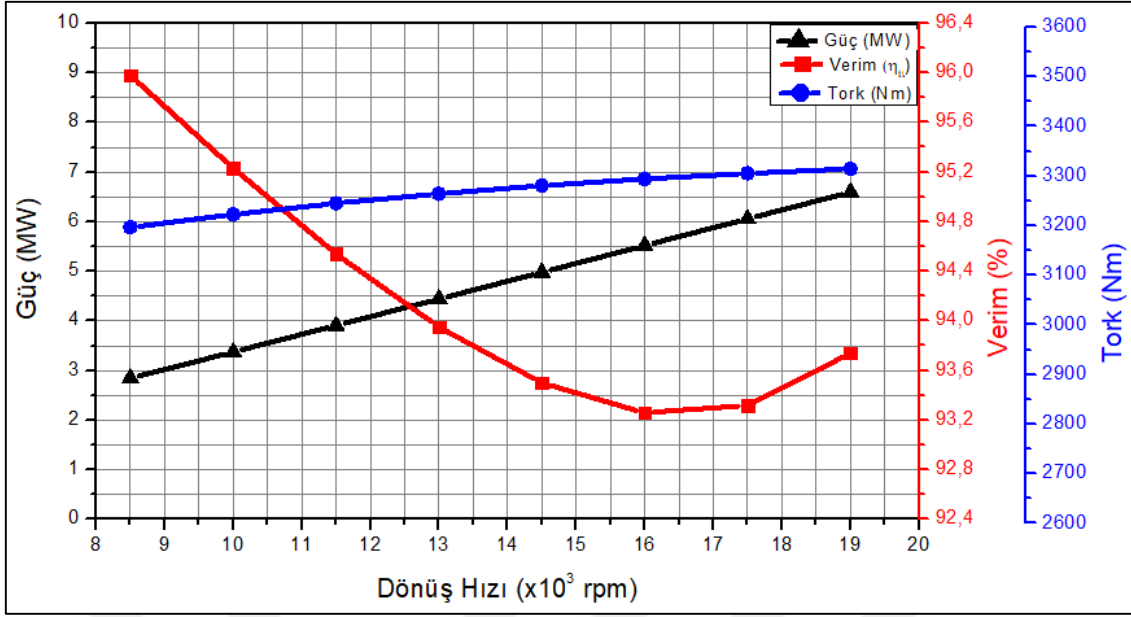
Şekil 5.8. Stator çıkış açısına bağlı olarak güçteki, akış ve yükleme katsayılarındaki değişim

Şekil 5.9’da stator çıkış açısına bağlı olarak; stator çıkışındaki Mach sayısının, reaksiyon derecesinin ve verimin değişimi verilmiştir. Stator çıkış açısının artması sonucunda stator çıkışındaki hızın teğetsel bileşeni artmakta ve bu nedenle stator çıkışındaki Mach sayısı 0,51’ten 0,86’ya kadar artış göstermektedir. Mach sayısının maksimum değeri 0,9 civarında sınırlanarak stator çıkış açısının üst limiti belirlenmiştir. Stator çıkış açısının artması sonucunda akışkanda meydana gelen entalpi düşüşünün büyük bir kısmı stator kanatçıkları arasında meydana gelmektedir. Bu durumun bir sonucu olarak, açıyla ters orantılı olarak kademedeki reaksiyon derecesi 0,49’ten 0,15’e kadar azalmıştır. Eksenel türbinlerde reaksiyon derecesi ile verim arasında zıt bir ilişki olduğundan stator çıkış açısı arttıkça verimde artış meydana gelmiştir.



Şekil 5.9. Stator çıkış açısına bağlı olarak stator çıkışındaki Mach sayısı, reaksiyon derecesi ve verimin değişimi

Şekil 5.10'da türbin dönüş hızının 8500 dev/dk değerinden 19 000 dev/dk değerine yükseltilmesi sonucunda türbin gücü, torku ve verimindeki değişim verilmiştir. Türbin 8500 dev/dk dönüş hızına sahipken verimi % 96 seviyelerine ulaşmış, güç 2,85 MW ve tork 3197 Nm değerine kadar gerilemiştir. Türbin dönüş hızının artmasına bağlı olarak türbin gücünde ve türbin torkunda artış meydana gelmiştir. Hız arttıkça güç ile tork arasındaki oransal fark giderek azalmıştır. Türbin verimi 16 000 dev/dk türbin hızına kadar azalmış ve bu hızdan sonra artmaya başlamıştır. Türbin dönüş hızının çok yüksek olması türbinin süpersonik hızlara çıkması anlamına gelmektedir. Bu çalışmada süpersonik hızların altında çalışan bir türbin tasarımı hedeflenmiştir. Güç ve verim talepleri dikkate alındığında dönüş hızının 10 000 dev/dk olarak seçilmesi uygun görülmüştür.



Şekil 5.10. Farklı dönüş hızları için güç, tork ve verim değişimi

5.2. İki Boyutlu Kanatçık Profilleri

Bir boyutlu akış tasarımı ve serbest girdap teorisi kullanılarak elde edilen tasarım girdileri; kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi ve on bir parametre yönteminin uygulanması ile iki farklı şekilde elde edilmiştir. Joukowski transformasyonu yöntemi ile oluşturulan kanatçıkların arka kenarlarının keskin yapılı olması nedeniyle diğer iki yöntem ile karşılaştırılamamaktadır. Bu nedenle Joukowski transformasyonu yöntemi kanatçık profillerinin oluşturulmasında kullanılmamıştır.

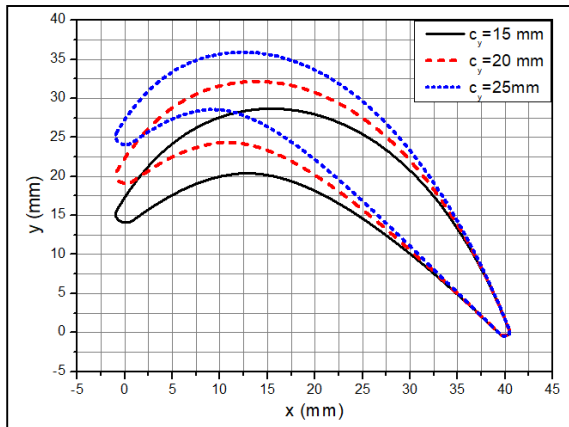
Rotor kanatçıklarının tasarım parametrelerinin; aerodinamik performansa ve kanatçıklar etrafındaki akışa etkilerini incelemek amacıyla çeşitli profiller oluşturulmuştur. Ayrıca, profil oluşturmada kullanılan yöntemlerin karşılaştırılması için teğetsel kord uzunluğu ve ön kenar kalınlığı tasarım parametreleri değiştirilmiştir. Bunlara ilave olarak, rotor kanatçıklarının ön kenar geometrileri dairesel veya eliptik olarak tasarlanmış ve kanatçık performansına etkileri incelenmiştir.

Oluşturulan 15 adet rotor kanatçığına ait; dip, orta ve uç olmak üzere toplam 45 adet kesit profili kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi ve on bir parametre yöntemi ile elde edilmiştir. Kanatçıkların orta kesitteki iki boyutlu profillerine ait parametreler Çizelge 5.1'de verilmiştir.

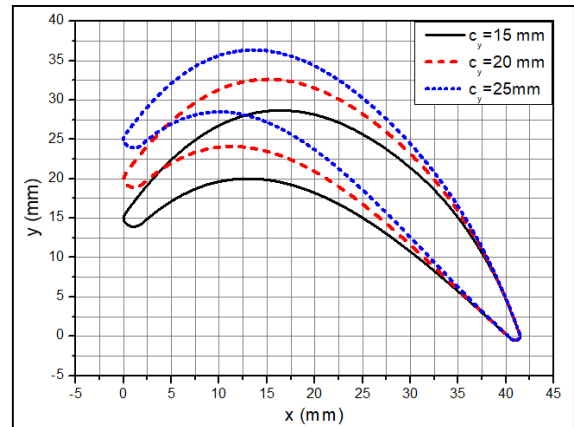
Çizelge 5.1. Tasarlanan on beş adet kanatçığa ait tasarım parametreleri

Kanatçık Kodu	Yöntem Kodu	Giriş Açısı (°)	Çıkış Açısı (°)	Teğetsel kord uzunluğu (mm)	Eksenel Kord uzunluğu (mm)	Kord uzunluğu (mm)	Maksimum kalınlık/kord uzunluğu oranı (%)	Ön kenar yarıçapı/maksimum kalınlık oranı (%)	Arka kenar yarıçapı/maksimum kalınlık oranı (%)
B1	KKD	53,6	60,7	15	40	42,7	10	24	12
B2	OBP	53,6	60,7	15	40	42,7	10	24	12
B3	KKD	53,6	60,7	20	40	44,7	10	24	12
B4	OBP	53,6	60,7	20	40	44,7	10	24	12
B5	KKD	53,6	60,7	25	40	47,2	10	24	12
B6	OBP	53,6	60,7	25	40	47,2	10	24	12
B7	KKD	53,6	60,7	20	40	44,7	10	14	12
B8	OBP	53,6	60,7	20	40	44,7	10	14	12
B9	KKD	53,6	60,7	20	40	44,7	10	24	12
B10	OBP	53,6	60,7	20	40	44,7	10	24	12
B11	KKD	53,6	60,7	20	40	44,7	10	34	12
B12	OBP	53,6	60,7	20	40	44,7	10	34	12
B13	KKD	53,6	60,7	20	40	44,7	10	24	12
B14	OBP	53,6	60,7	15	40	42,7	10	24	12
B15	OBP	53,6	60,7	20	40	44,7	10	24	12

Şekil 5.11’de kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemine göre ve Şekil 5.12’de on bir parametre yöntemine göre çizilmiş kanatçık orta kesit profilleri görülmektedir. Kanatçık basma (step) bölgesi pozisyonu sabit tutulmuş ve kanatçık kaldırma (lift) bölgesi referans alınarak teğetsel kord uzunluğu 15 mm, 20 mm ve 25 mm olarak değiştirilmiştir. Değişikliklere bağlı olarak sürekleme (drag) bölgelerine ait eğrilerin karakteristiği de farklılık göstermiştir.

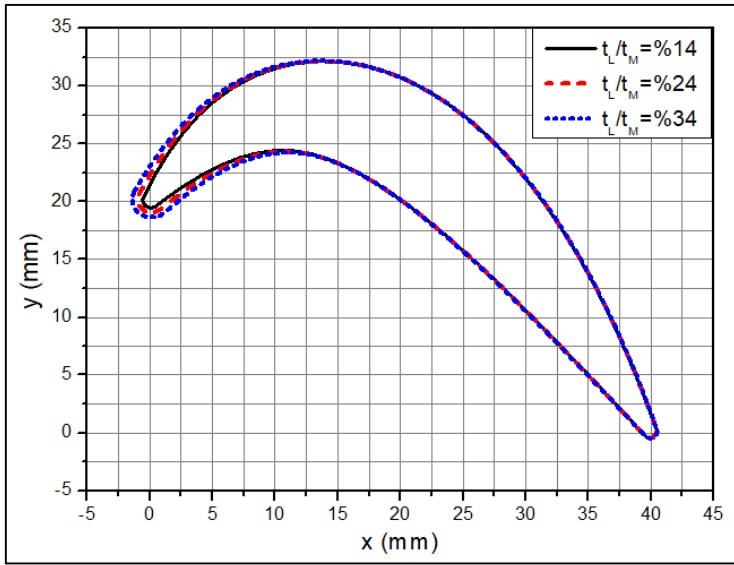


Şekil 5.11. KKD yöntemine ait kanatçık profilleri

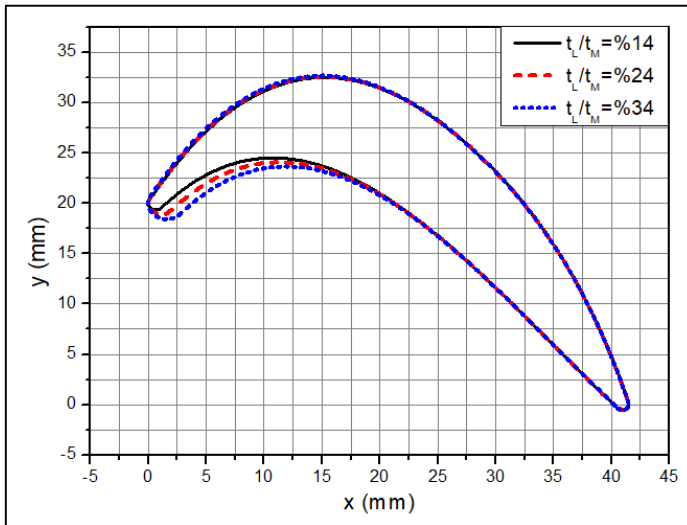


Şekil 5.12. OBP yöntemine ait kanatçık profilleri

Şekil 5.13'te kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi ile oluşturulan ve Şekil 5.14'te on bir parametre yöntemine ile çizilmiş kanatçık kesitleri görülmektedir. Kanatçık ön kenar çapına farklı değerler verilerek çeşitli profiller elde edilmiştir. KKD yöntemi ile kanatçık profili tasarlanırken kamber eğrisi etrafına simetrik bir kalınlık dağılımı tanımlanmaktadır. Bu yüzden, ön kenar çapının değiştirilmesi halinde kesit profilinin geometrisi simetrik bir şekilde değişmiştir. OBP yönteminde ise profil üzerinde beş adet nokta referans alınarak ön kenar geometrisi oluşturulmaktadır. Bu nedenle, ön kenar çapı artarken kanatçık eğrilik merkezine doğru kalınlaşmıştır.

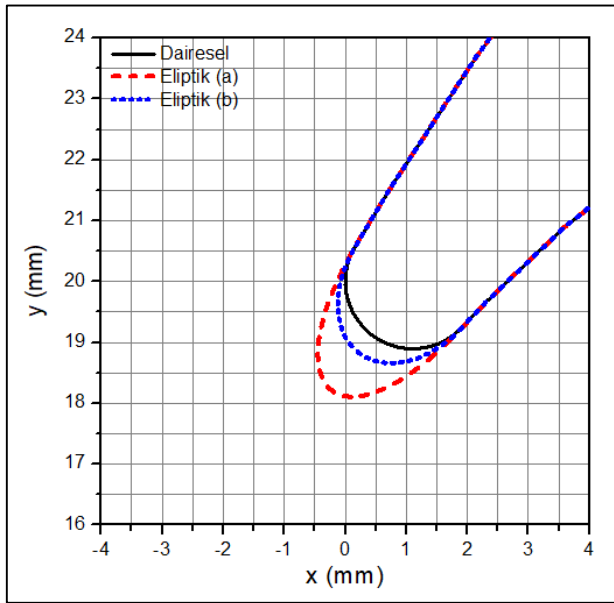


Şekil 5.13. Farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıklar (KKD yöntemi)



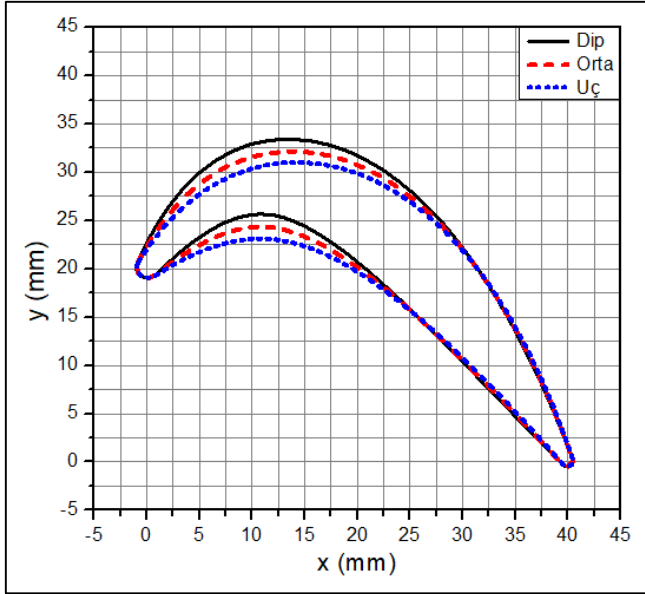
Şekil 5.14. Farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıklar (OBP yöntemi)

Şekil 5.15'te on bir parametre yöntemi ile oluşturulan dairesel ve eliptik ön kenar geometrilerine sahip kanatçık orta kesit profilleri verilmiştir. Eliptik (a) ile ifade edilen profile elipsin küçük ekseninin uzunluğunun büyük ekseninin uzunluğuna oranı 0,4'tür. Eliptik (b) ile ifade edilen profil için bu oran 0,7'dir. Yatay x eksenini ve dikey y eksenine sırasıyla majör ve minör eksenler denir. Majör eksenin minör eksene oranı azaldıkça eliptik profilin sivrilmesi artmıştır. Ancak, bu oranın azalmasıyla kanatçığın aksel yöndeki boyutu azalmıştır.

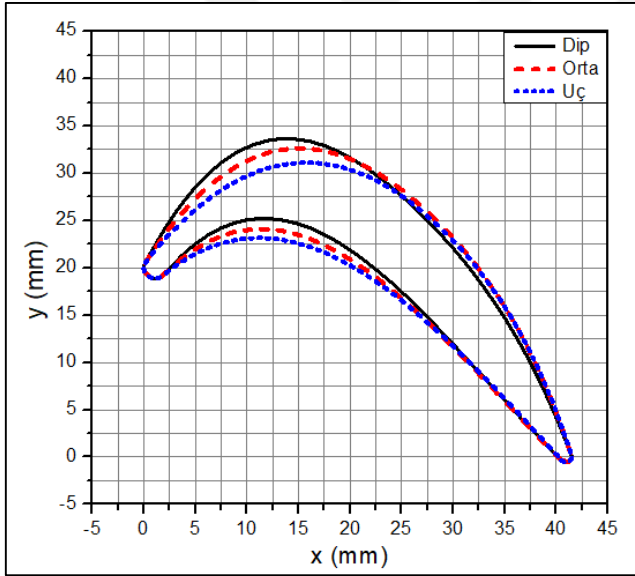


Şekil 5.15. Dairesel ve eliptik olarak oluşturulmuş uç profilleri

Şekil 5.16'da ve Şekil 5.17'de kanatçık uç, orta ve dip kesitleri profilleri iki boyutlu olarak verilmiştir. Kamber eğrisi kalınlık dağılımı yöntemi ile oluşturulan profillerde kesitlerin merkez eğrileri eşleştirilmiştir. On bir parametre yönteminde ise kesitler x eksenini doğrultusunda başlangıç ve bitiş noktalarından referanslanarak üst üste getirilmiştir.

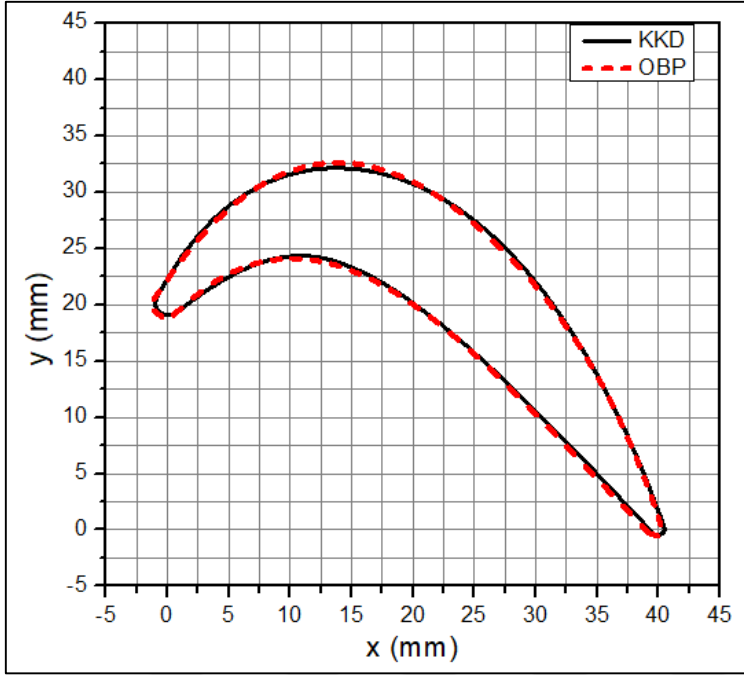


Şekil 5.16. Farklı kanatçık yüksekliklerindeki kesit profilleri (KKD yöntemi)



Şekil 5.17. Farklı kanatçık yüksekliklerindeki kesit profilleri (OBP yöntemi)

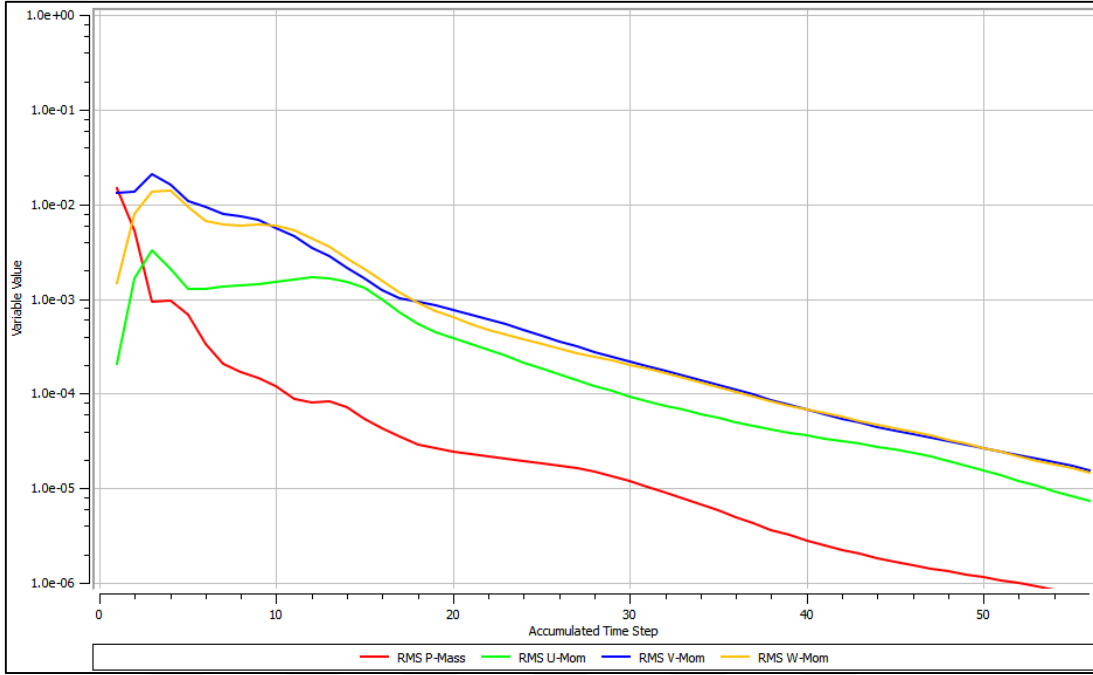
Şekil 5.18'de verilen orta kesit profillerinde kamber eğrisi kalınlık dağılımı (KKD) ve on bir parametre (OBP) yöntemleri için aynı tasarım parametreleri kullanılmıştır. İki boyutlu bu profillerin birbirleri ile oldukça iyi bir uyumla örtüştüğü görülmektedir.



Şekil 5.18. Aynı parametrelere sahip ancak iki farklı yöntem ile elde edilen kanatçık profilleri

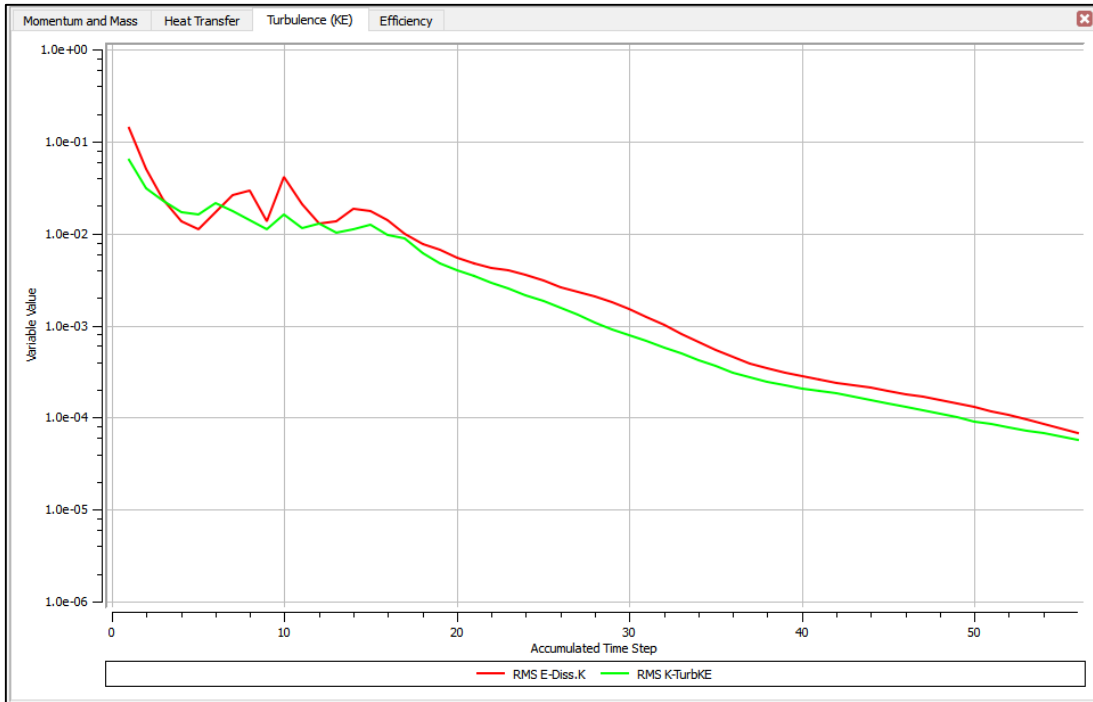
5.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi Sonuçları

Gerçekleştirilen çözüm iterasyonlarında momentum ve kütleli debideki değişimin karekök ortalamalarının (RMS) iterasyon sayısına göre değerleri Şekil 5.19’da verilmiştir. Analizi yapılan on beş farklı kanatçık modeli için 100 iterasyon yakınsama anlamında yeterli olmuştur. İterasyonlar sonucunda kütleli debi değişimine ve momentum değişimine ait RMS değerleri 10^{-4} ve 10^{-5} mertebesinde değerler almıştır. Sonlu hacimler yöntemi ile yapılan analizlerde bu değerlerin 10^{-3} seviyesinin altında olması halinde çözümün gerçeğe yakın sonuçlar vereceği belirtilmektedir.



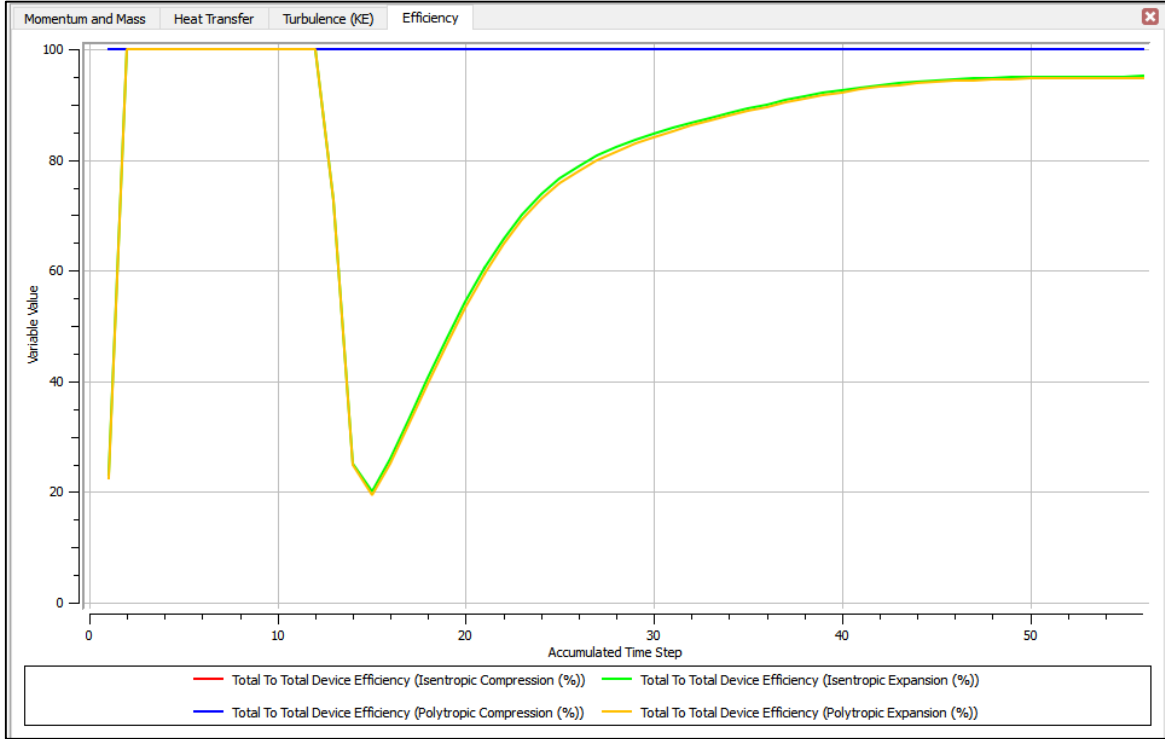
Şekil 5.19. İterasyon sayısına bağlı olarak kütleli debi ve momentum için RMS değerleri

Türbülans kinetik enerjisindeki değişimin karekök ortalamasının iterasyon sayısına göre grafiği Şekil 5.20’de verilmiştir. Türbülans kinetik enerjisi değişimine ait RMS değerleri de iterasyonlar sonucunda 10^{-4} mertebesinin altında değerler almıştır.



Şekil 5.20 İterasyon sayısına göre türbülans kinetik enerjisine ait RMS değerleri

Türbin performans parametrelerinden olan toplamdan toplama verimlerin iterasyon sayısına göre değişimi Şekil 5.21’de verilmiştir. İterasyonlar neticesinde verim değerlerinde de yakınsama sağlanmıştır.

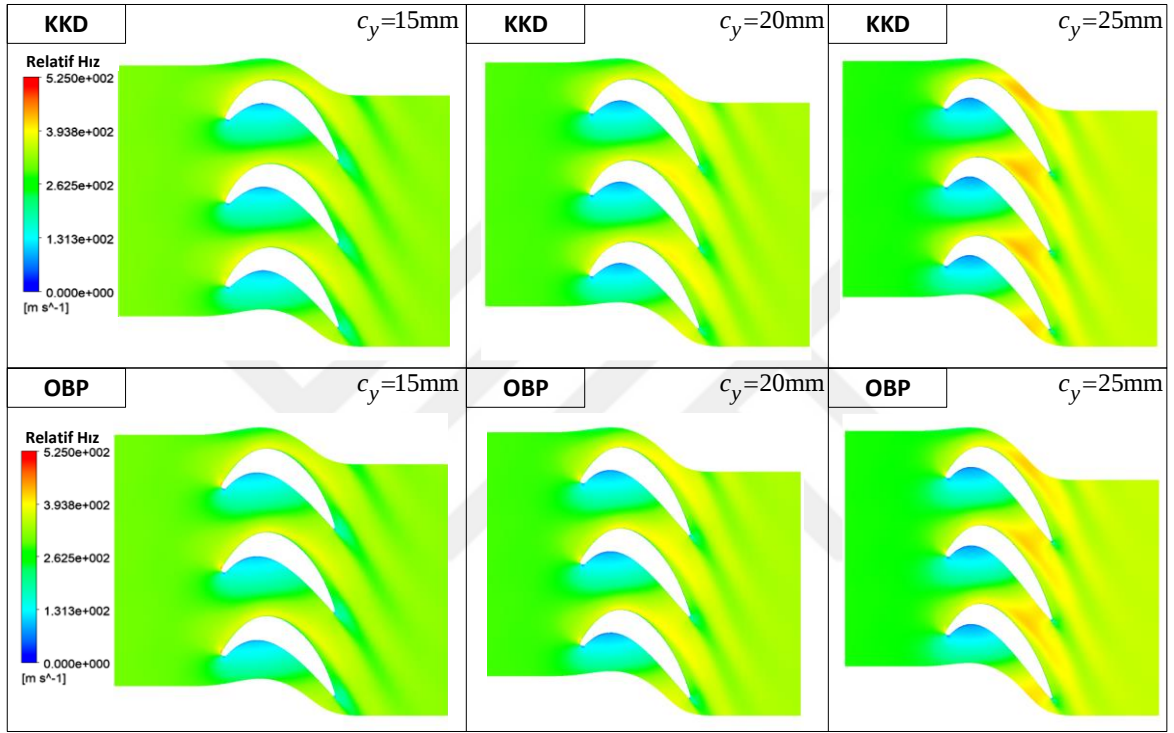


Şekil 5.21. İterasyon sayısına bağlı olarak verim değerlerinin değişimi

Simülasyonların tamamlanması sonucunda rotor kanatçığı etrafındaki akışın aerotermodinamik özellikleri ve rotor kanatçığının performansı belirlenebilmektedir. Gerçekleştirilen simülasyonlar sonucunda farklı tasarım özelliklerine sahip on beş adet kanatçık profili çevresindeki akışın aerotermodinamik özellikleri hesaplanmıştır. Kanatçıkların arasından geçen akışkanın sıcaklık, basınç, Mach sayısı ve hız bileşenlerinin dağılımları renk haritaları kullanılarak görselleştirilmiştir.

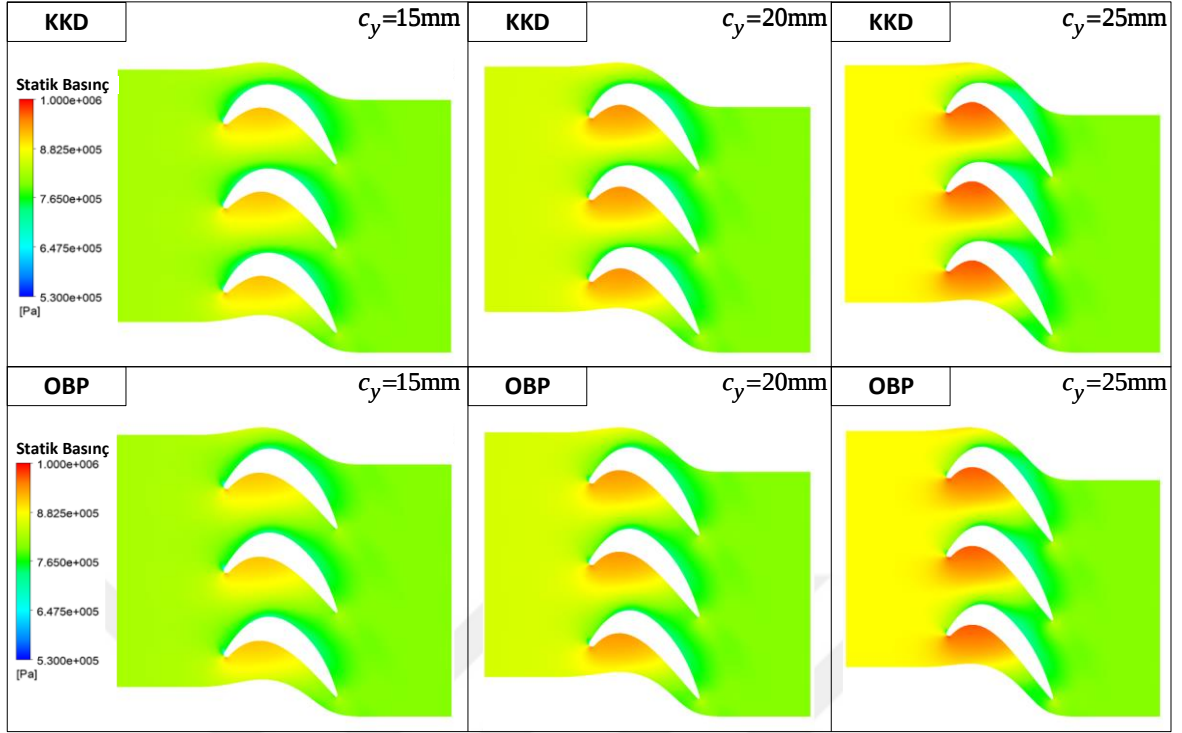
Şekil 5.21’de KKD ve OBP yöntemi ile oluşturulmuş ve farklı teğetsel kord uzunluklarına sahip kanatçıkların etrafındaki akışın relatif hız dağılımı verilmiştir. Rotor kanatçıklarının teğetsel kord uzunluğunun artması sonucunda boğaz kısmındaki akış hızında artış meydana gelmiştir. Teğetsel kord uzunluğunun artması ile kanatçıkların boğaz kesitlerinde daralma meydana gelmiştir. Bu nedenle boğaz kısmındaki akış hızı artmıştır. KKD ve OBP yöntemi ile oluşturulan kanatçıkların çevresindeki relatif hız dağılımı benzerlik göstermektedir. Ancak KKD yöntemi ile elde edilen kanatçıkların boğaz kesitindeki akış hızının OBP

yöntemi ile elde edilen kanatçıkların boğaz kesitine göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bu farklılığın nedeni, KKD yöntemi ile elde edilen kanatçıkların arka kısımlarının OBP yöntemi ile elde edilen kanatçıkların arka kısımlarına göre daha kalın yapıda olması ve bu nedenle akış kesitini daha fazla daraltmasıdır. Basınç kenarlarının çevresindeki relatif hız değerleri karşılaştırıldığında, teğetsel kord uzunluğunun artmasına bağlı olarak akışkan hızının azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.



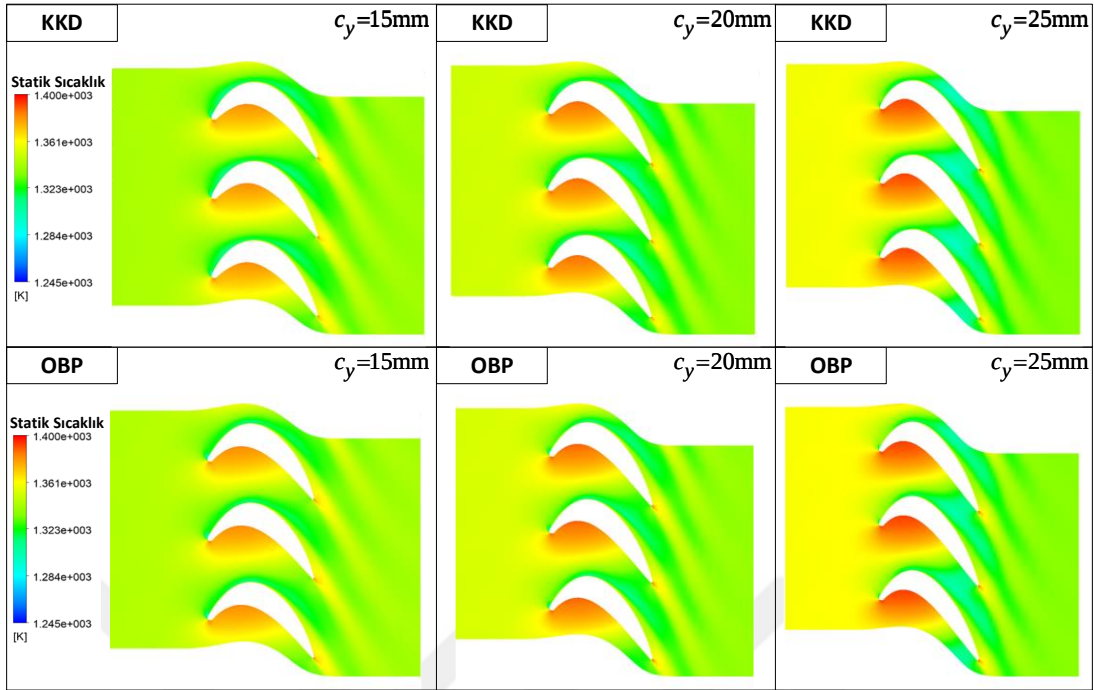
Şekil 5.22. Farklı teğetsel kord uzunluklarına ait relatif hız dağılımı

Şekil 5.23'te KKD ve OBP yöntemi ile oluşturulmuş, farklı teğetsel kord uzunluklarına sahip kanatçıkların çevresindeki statik basınç dağılımı verilmiştir. KKD ve OBP yöntemleri kullanılarak tasarlanan kanatçıkların çevresindeki basınç dağılımının benzer bir karakteristiğe sahip olduğu belirlenmiştir. Kanatçıkların teğetsel kord uzunlukları arttıkça kanatçıkların basınç yüzeyine etki eden basınçta artış, emme yüzeyine etki eden basınçta düşüş meydana gelmiştir. Teğetsel kord uzunluğu yüksek olan kanatçıkların emme ve basınç yüzeyleri arasındaki basınç farkının daha fazla olduğu belirlenmiştir. Bu nedenle teğetsel kord uzunluğunun artması ile kanatçıklara etki eden kaldırma kuvvetinde (lift) artış meydana gelmiştir.



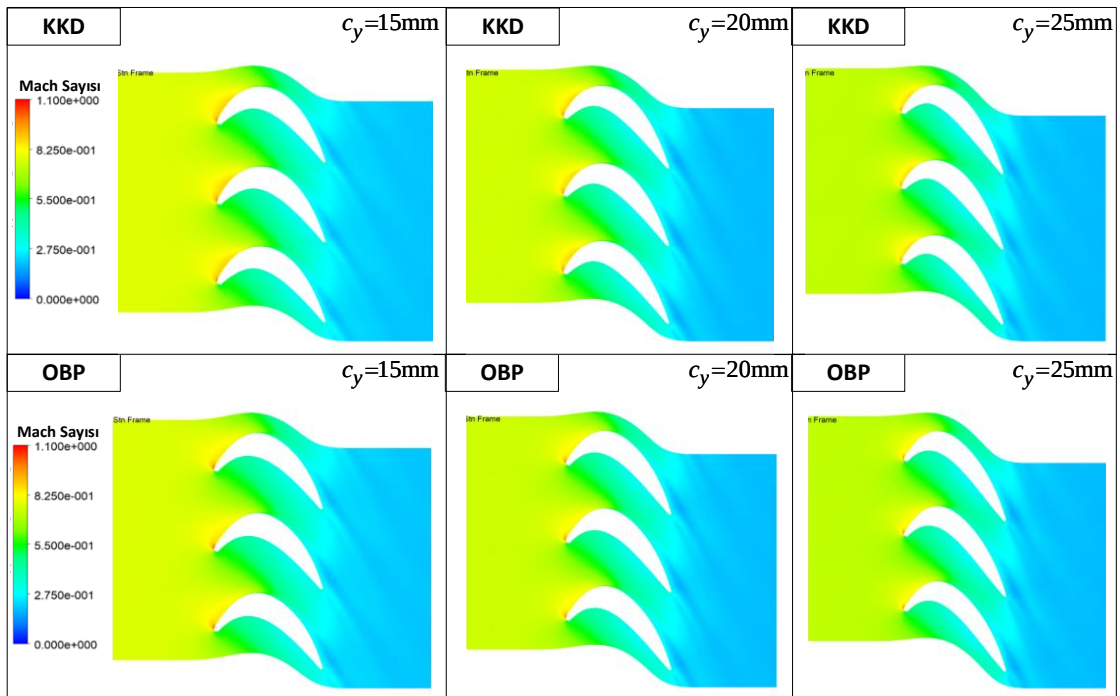
Şekil 5.23. Farklı teğetsel kord uzunluklarına ait statik basınç dağılımı

Farklı teğetsel kord uzunluklarına sahip kanatçıkların etrafındaki statik sıcaklık dağılımı Şekil 5.24’te verilmiştir. Teğetsel kord uzunluğunun arttırılması, boğaz kısmındaki akış hızının ve akışkanın kinetik enerjisinin artmasına neden olmuştur. Toplam enerji sabit kaldığı için entalpide hız artışına bağlı olarak düşüş meydana gelmiştir. Entalpi ile sıcaklık arasında doğrusal bir ilişkinin var olması sonucunda entalpi düşüşüne bağlı olarak akışkanın boğaz bölgesindeki sıcaklığı da azalmıştır. KKD ve OBP yöntemleri ile oluşturulan kanatçıkların çevresindeki sıcaklık dağılımının benzer yapıda olduğu belirlenmiştir.



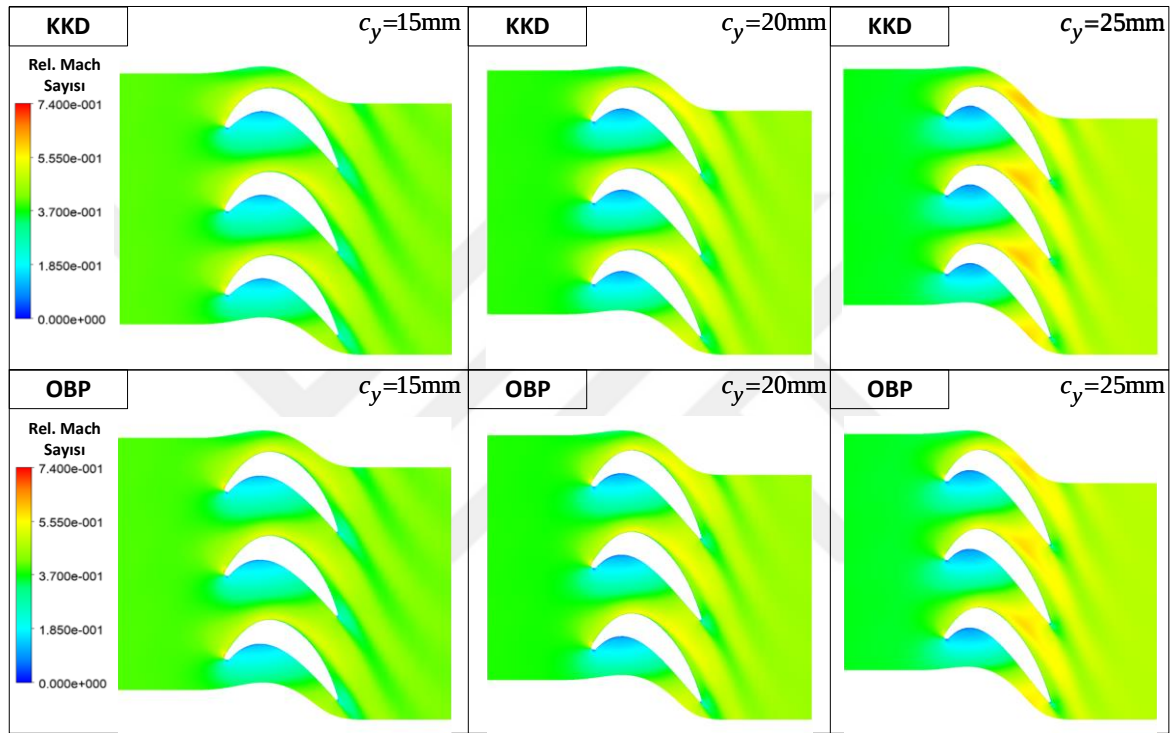
Şekil 5.24. Farklı teğetsel kord uzunluklarına ait statik sıcaklık dağılımı

Şekil 5.25'te farklı teğetsel kord uzunluklarına sahip kanatçıkların çevresindeki statik Mach sayısı dağılımı verilmiştir. Statik Mach sayısının teğetsel kord uzunluğuna bağlı olarak önemli bir değişim göstermediği tespit edilmiştir. Kanatçıkların ön kenarlarının emme tarafında akış hızı bölgesel olarak ses hızına ulaşmıştır.



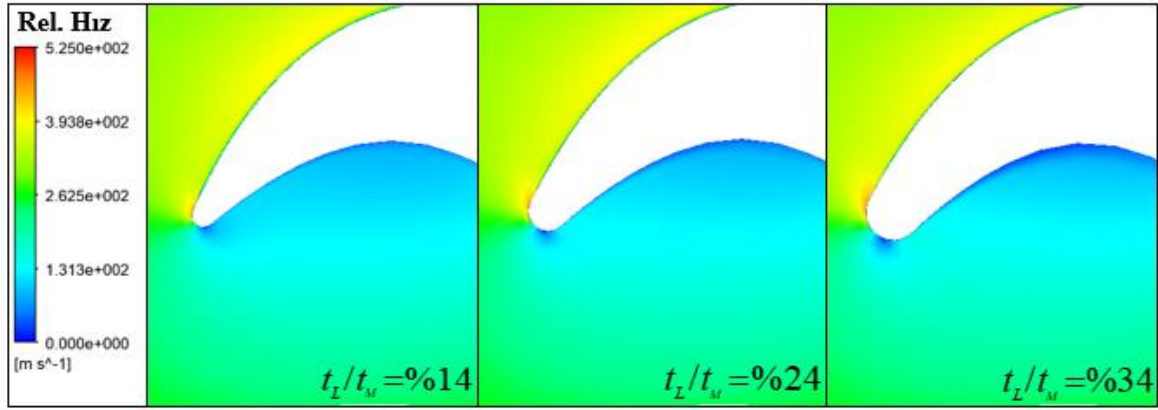
Şekil 5.25. Farklı teğetsel kord uzunluklarına ait Mach sayısı dağılımı

Şekil 5.26’da farklı teğetsel kord uzunluklarına sahip kanatçıklar etrafındaki akıştaki relatif Mach sayısı dağılımı verilmiştir. Relatif Mach sayısı doğrudan kanatçıklar arasındaki relatif hız ile ilişkili olduğundan, teğetsel kord uzunluğunun artması sonucunda KKD ve OBP yöntemleri ile oluşturulan kanatçıkların etrafındaki akışın relatif Mach sayısı artış göstermiştir. KKD yöntemi ile elde edilen kanatçıkların boğaz kesitindeki Mach sayısının OBP yöntemi ile elde edilen kanatçıklara göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir.



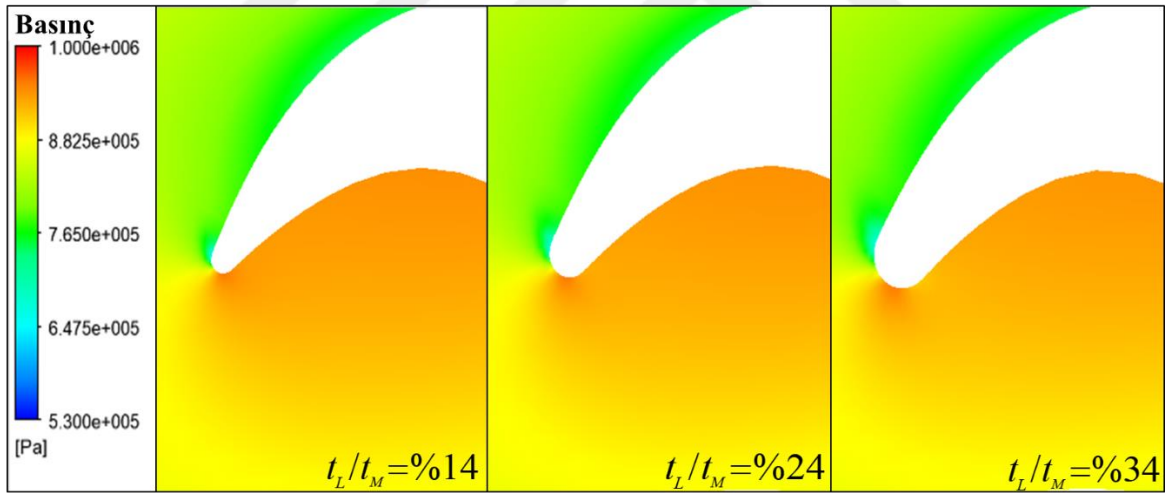
Şekil 5.26. Farklı teğetsel kord uzunluklarına ait relatif Mach sayısı dağılımı

Şekil 5.27’de KKD yöntemi ile oluşturulmuş, farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıkların etrafındaki relatif hız dağılımı verilmiştir. Ön kenar kalınlıkları, kanatçık maksimum kalınlığının % 14, % 24 ve % 34’ü olacak şekilde oluşturulmuştur. Ön kenar kalınlığı arttığında akışkan kanatçık ön kenarından emme kenarına doğru yönlendirilirken daha ani bir hız artışı meydana gelmiştir. Ön kenar kalınlığının artması ile kanatçığın emme ve basınç kenarlarının ön kısımlarındaki sınır tabaka genişliği artmıştır.



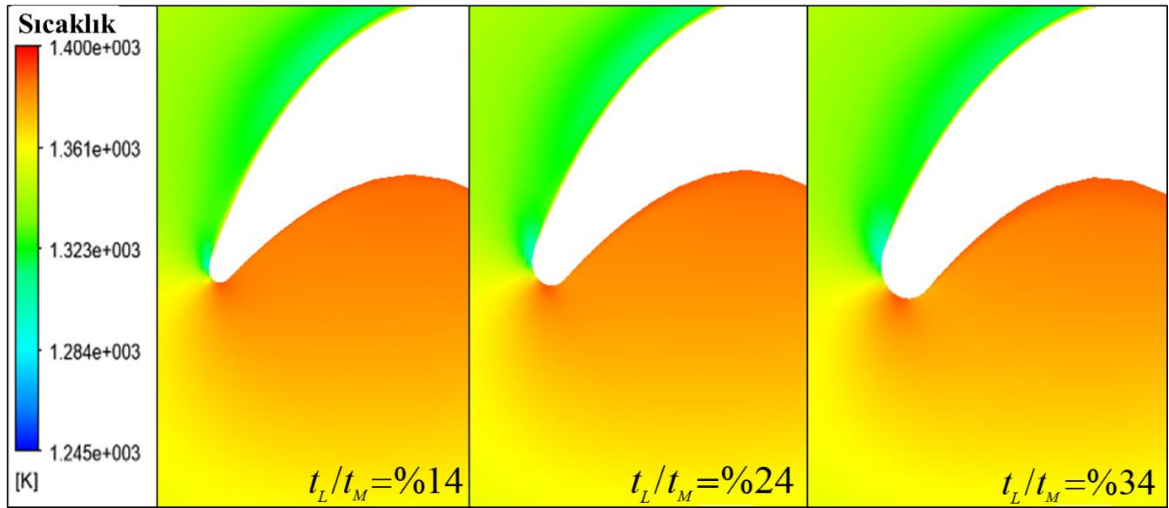
Şekil 5.27. Farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıklara ait relatif hız dağılımı

Şekil 5.28’de KKD yöntemi ile oluşturulmuş, farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıkların etrafındaki statik basınç dağılımı verilmiştir. Ön kenar kalınlığı arttıkça durma noktasındaki maksimum basınç bölgesi ve emme kenarının ön kısmındaki minimum basınç bölgesi genişlemiştir.



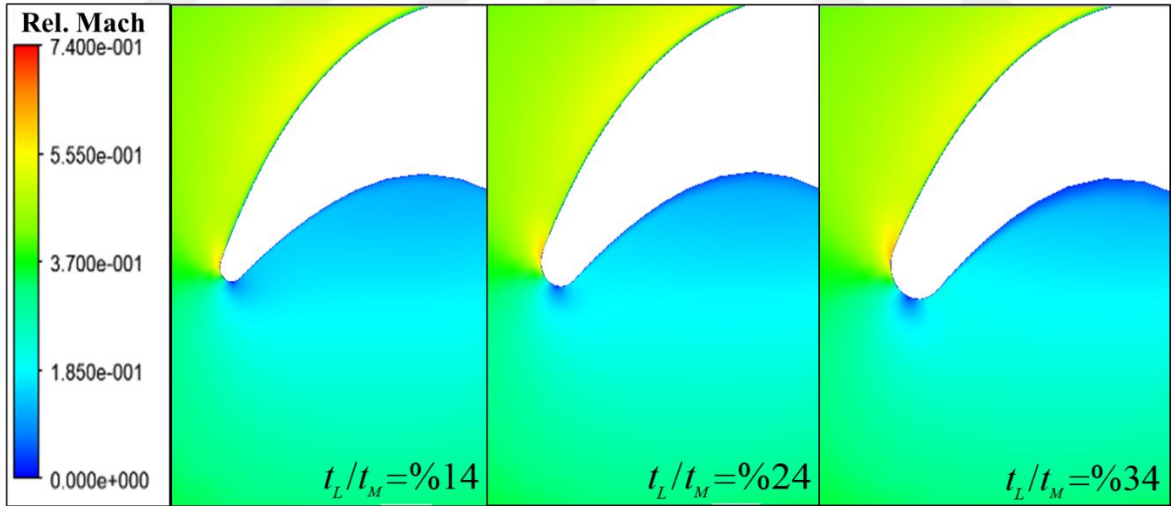
Şekil 5.28. Farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıklara ait statik basınç dağılımı

Şekil 5.29’da KKD yöntemi kullanılarak tasarlanan farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıkların etrafındaki statik sıcaklık dağılımı verilmiştir. Ön kenar kalınlığı az olan kanatçığın emme kenarının ön kısmındaki minimum sıcaklık bölgesinin diğer kanatçıkların emme kenarlarındaki minimum sıcaklık bölgelerine göre daha olduğu belirlenmiştir. .



Şekil 5.29. Farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıklara ait statik sıcaklık dağılımı

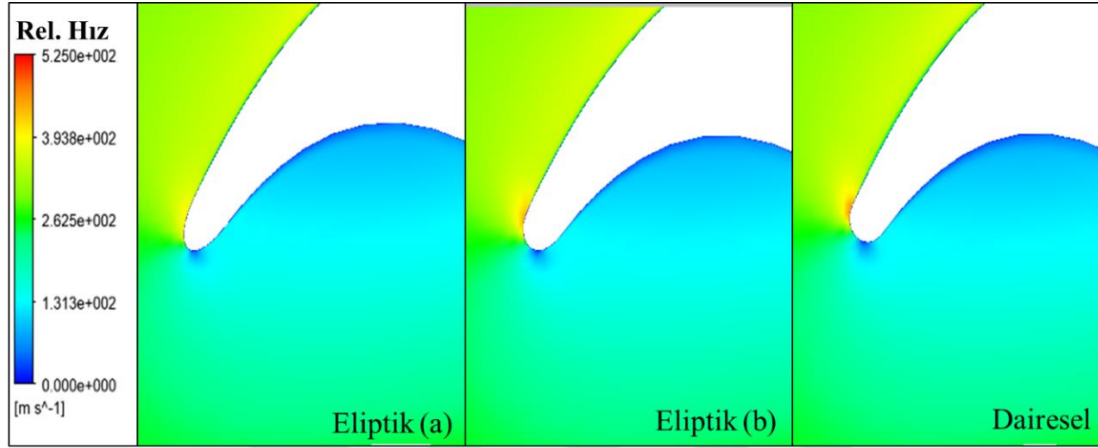
Şekil 5.30’da KKD ve OBP yöntemi ile oluşturulmuş, farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıkların etrafındaki relatif Mach sayısı dağılımı verilmiştir. Relatif hız ile relatif Mach sayısı dağılımı benzer bir yapıdadır. Ön kenar kalınlığının artması ile durma noktası çevresindeki hızda azalma meydana gelmiştir.



Şekil 5.30. Farklı ön kenar kalınlıklarına sahip kanatçıklara ait statik Mach sayısı dağılımı

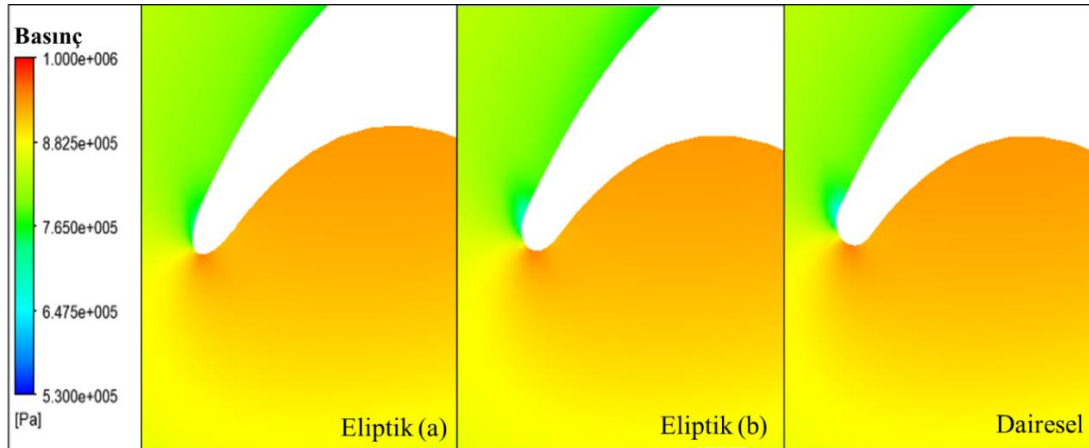
Şekil 5.31’de OBP yöntemi ile oluşturulmuş, farklı ön kenar profillerine sahip kanatçıkların etrafındaki relatif hız dağılımı verilmiştir. Ön kenar profilleri dairesel ve iki farklı tip eliptik profil kullanılarak oluşturulmuştur. Eliptik (a) ile gösterilen ön kenar profilinde elipsin minör ekseninin majör eksenine oranı 0,4 olup, Eliptik (b) ile gösterilen profile bu oran 0,7’dir. Her iki eliptik profil için kanatçık ucundaki akışın ivmelenme değeri dairesel profile

göre daha düşüktür. İvmelenme miktarının artmasına durma noktası bölgesinin genişlemesi neden olmaktadır. Durma bölgesi genişlediğinde sınır tabaka çevresindeki viskoz sürtünmeler artacağından verimde düşüş meydana gelecektir. Eliptik (a) ve Eliptik (b) profilleri karşılaştırıldığında daha sivri yapıya sahip olan profilde (Eliptik (a)) durma bölgesi alanının daha dar olduğu belirlenmiştir.



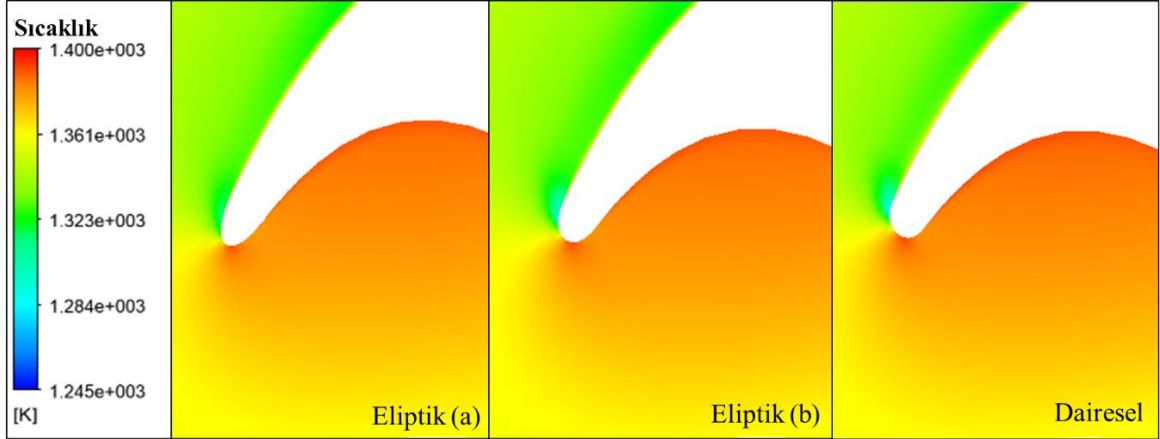
Şekil 5.31. Farklı ön kenar profillerine sahip kanatçıkların etrafındaki relatif hız dağılımı

Şekil 5.32’de OBP yöntemi ile oluşturulmuş, farklı ön kenar profillerine sahip kanatçıkların etrafındaki statik basınç dağılımı verilmiştir. Basınç dağılımı hız dağılımı ile zıt bir karakteristiğe sahiptir. Dairesel ön kenar profilinde durma bölgesi eliptik profillerdekine göre daha geniştir. Dairesel ön kenar profiline sahip kanatçığın emme kenarının uç kısmındaki basınç düşüş hızında artış meydana gelmiştir. Eliptik (a) profilinin çevresindeki basınç değişimi daha karardır.



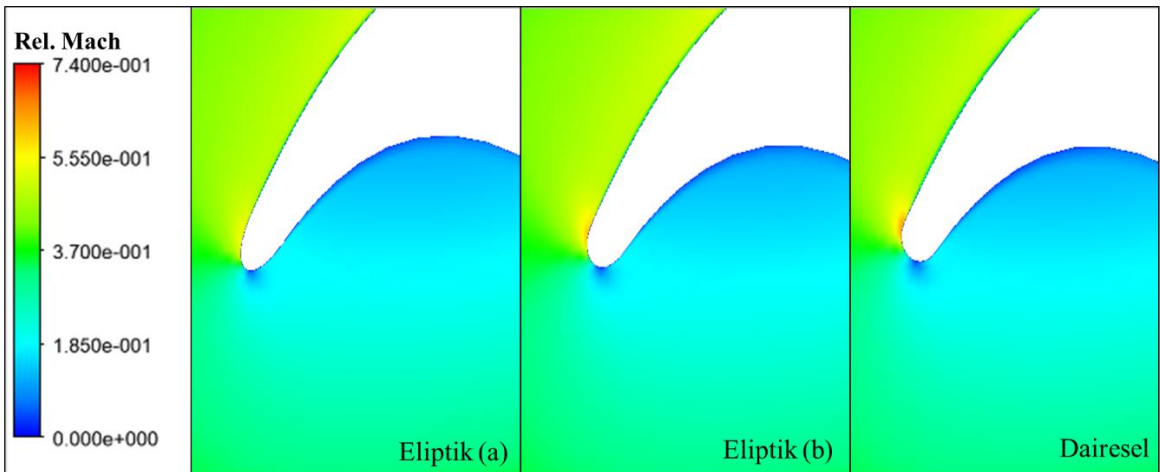
Şekil 5.32. Farklı ön kenar profillerine sahip kanatçıkların etrafındaki statik basınç dağılımı

Şekil 5.33'te OBP yöntemi ile oluşturulmuş, farklı ön kenar profillerine sahip kanatçıkların etrafındaki statik sıcaklık dağılımı verilmiştir. Eliptik ön kenar profilleri kullanıldığında, kanatçığın emme kenarının uç kısmındaki sıcaklık gradyanının dairesel profil kullanıldığı duruma göre daha düşük olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 5.33. Farklı ön kenar profillerine sahip kanatçıkların etrafındaki statik sıcaklık dağılımı

Şekil 5.34'te OBP yöntemi ile oluşturulmuş, farklı ön kenar profillerine sahip kanatçıkların etrafındaki relatif Mach sayısı dağılımı verilmiştir. Mach sayısı dağılımı ile relatif hız dağılımı birbiri ile ilişkilidir. Ön kenar bölgesindeki Mach sayısının değişimi, Eliptik (a) profili çevresinde diğer profillere göre daha düşük değerlere sahiptir.



Şekil 5.34. Farklı ön kenar profilleri için relatif Mach sayısı dağılımı

ANSYS CFX modülü ile kanatçığın performans parametreleri hesaplanmıştır. Kanatçık sütunundan elde edilen güç, tork ve kanatçık verimi belirlenerek, farklı tasarım

parametrelerinin performans parametrelerine etkileri incelenmiştir. Çizelge 5.2’de farklı teğetsel kord uzunluklarına sahip kanatçıklar için hesaplanan performans parametreleri verilmiştir.

Çizelge 5.2. KKD ve OBP yöntemleri ile oluşturulan farklı teğetsel kord uzunluğuna sahip kanatçıkların HAD analizi ile hesaplanan performans parametreleri

Kamber Çizgisi - Kalınlık Dağılımı Yöntemi					11 Parametre Yöntemi				
Teğetsel Kord Uzunluğu (m)	Statik Verim	Toplam Verim	Tork (Nm)	Güç (MW)	Teğetsel Kord Uzunluğu (m)	Statik Verim	Toplam Verim	Tork (Nm)	Güç (MW)
0,015	88,86	94,74	2873	3,0093	0,015	88,59	94,65	2837	2,9714
0,02	89,03	94,47	2943	3,0823	0,02	88,76	94,3	2912	3,0499
0,025	87,93	93,24	2933	3,1352	0,025	88,03	93,47	2973	3,1139

KKD ve OBP yöntemi ile elde edilen kanatçıkların oluşturduğu kanatçık sütunundan elde edilen güç ve tork değerleri, teğetsel kord uzunluğunun artması sonucunda artış göstermiştir. Ancak kanatçık sütununun toplamdan toplama izentropik veriminde teğetsel kord uzunluğunun artışına bağlı olarak düşüş meydana gelmiştir. Toplamdan statığe verimler karşılaştırıldığında teğetsel kord uzunluğunun 20 mm olduğu kanatçığın daha verimli olduğu sonucuna varılmıştır.

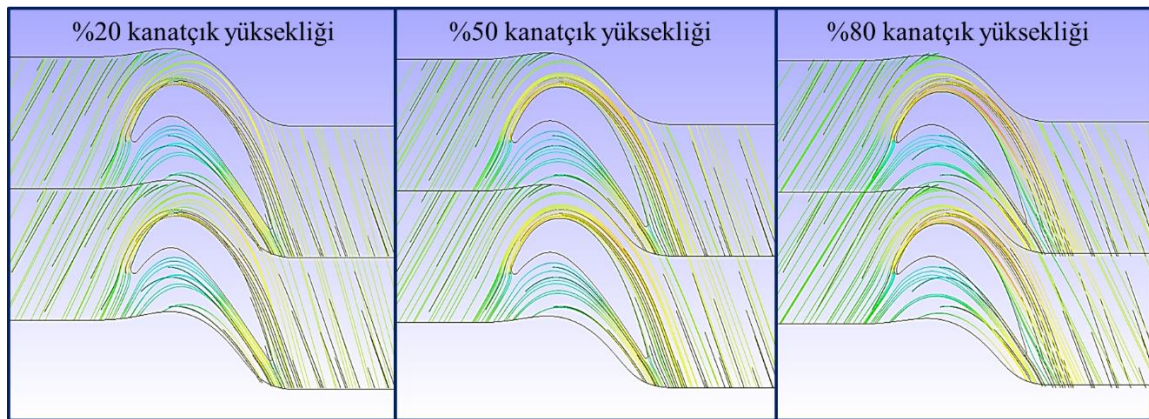
Her iki yöntem ile elde edilen kanatçık sütunlarının performans değerlerinin benzer olduğu belirlenmiştir. Ancak KKD yöntemi ile elde edilen kanatçıkların performans değerlerinin OBP yöntemindekilere göre daha yüksek olduğu sonucu ortaya çıkmıştır. KKD yöntemi ile tasarlanan kanatçıkların gücünün ve torkunun aynı teğetsel kord uzunluğuna sahip OBP yöntemi ile tasarlanan kanatçıklarınkine göre yaklaşık % 1,3 daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

Teğetsel kord uzunluğunun 0,02 m olduğu durumda, bir boyutlu orta çizgi akışı analizinden elde edilen güç, tork ve verim değerleri simülasyon sonuçları ile karşılaştırıldığında bu değerlerin birbirlerine oldukça yakın oldukları belirlenmiştir. Orta çizgi akış analizi sonucunda güç ve tork değerleri sırasıyla 3,07 MW ve 2933 Nm olarak hesaplanmıştır. HAD analizi ile güç ve tork değerleri sırasıyla KKD kanatçıkları için 3,08 MW ve 2943 Nm, OBP kanatçıkları için ise 3,05 MW ve 2912 Nm olarak belirlenmiştir.

Ön kenar kalınlıklarının performans parametrelerine etkileri incelendiğinde, ön kenar kalınlığının artmasının güç ve torkta artışa neden olduğu belirlenmiştir. Ön kenar kalınlığının maksimum kalınlığa oranı % 14, % 24 ve % 34 olduğunda güç, değerleri sırasıyla 3,06 MW, 3,08 MW ve 3.09 MW olarak, tork değerleri 2924 Nm, 2943 Nm ve 2951 Nm olarak hesaplanmıştır. Ön kenar kalınlığının maksimum kalınlığa oranının % 24 olması durumunda en yüksek verim (% 94,47) elde edilmiştir.

Ön kenar profilinin eliptik veya dairesel yapıda olmasının performans parametrelerine etkileri incelendiğinde eliptik profile sahip kanatçıkların daha yüksek verime sahip olduğu belirlenmiştir. Eliptik (a), eliptik (b) ve dairesel profillere ait verim değerleri sırasıyla % 94,59, % 94,31 ve % 94,3 olarak hesaplanmıştır. Eliptik (b) profili ile dairesel profilinin verimleri arasında büyük bir fark meydana gelmemiştir. Kanatçığın daha sivri yapıda olması durumunda verimde artış meydana gelmektedir.

Şekil 5.35'te farklı %20, %50 ve %80 kanatçık yüksekliğindeki kanatçık profilleri çevresindeki akış çizgileri verilmiştir. Akış çizgileri incelendiğinde akışkanın kanatçıklara uygun bir açıda teğetsel olarak girdiği ve serbest girdap teorisinin kullanımının fayda sağladığı görülmektedir. Kanatçığın arka kenarına yakın bölgede akış ayrışması meydana gelmektedir.



Şekil 5.35. Farklı kanatçık yüksekliklerinde oluşan akış çizgileri

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, eksenel bir türbin kademesinin aerodinamik/hidrokinamik tasarımı gerçekleştirilmiştir. Türbin kademesindeki kanatçıkların ve akış hacminin genel boyutlarını belirleyebilmek için bir boyutlu orta çizgi akış tasarım yöntemi kullanılmıştır. Bu bağlamda, bir MATLAB programı yazılarak bir boyutlu orta çizgi akış analiz modeli geliştirilmiştir. Soderberg kayıp modeli ile türbin kademesinde meydana gelen kayıplar türbin kademesinin geometrik özellikleri ve akışkanın aerodinamik özellikleri kullanılarak tahmin edilmiştir. Stator kanatçıklarının çıkış açısı, kanatçıkların eksenel kord uzunluğu, kanatçıklar arası mesafe, türbin dönüş hızı ve kütleli debi değiştirilerek, kayıpları en aza indireyecek tasarım parametreleri elde edilmeye çalışılmıştır.

Türbin kanatçıklarının ön tasarım ölçüleri belirlendikten sonra, serbest girdap teorisinden faydalanılarak farklı dönüş yarıçapları için hız üçgenleri elde edilmiştir. Elde edilen hız üçgenleri ile kanatçığın dip, orta ve uç kısmındaki giriş ve çıkış açıları belirlenmiştir. Bir boyutlu orta çizgi akış analizinden elde edilen sonuçlar ve serbest girdap teorisinden hesaplanan değerler ile iki boyutlu kanatçık profillerinin tasarım değişkenlerini belirlenmiştir.

Kanatçıkların iki boyutlu dip, orta ve uç profillerinin analitik olarak tanımlanması için kamber eğrisi kalınlık dağılımı ve on bir parametre yöntemleri kullanılmıştır. Farklı teğetsel kord uzunluklarına, farklı ön kenar kalınlıklarına ve farklı ön kenar profillerine sahip on beş adet kanatçık profili oluşturularak, üç boyutlu kanatçık modelleri elde edilmiştir. Kanatçık modelleri üzerinde akış sınırları ve gövde yapıları oluşturularak HAD analizi için uygun geometriler elde edilmiştir. Akış hacmine ait sınır şartları tanımlanarak, rotor kanatçığı çevresindeki akışın analizi ve simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Akış analizleri ANSYS CFX modülü kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak $k - \epsilon$ türbülans modeli seçilmiştir.

Akış simülasyonlarından elde edilen performans parametreleri değerlendirilerek kanatçık tasarım parametrelerinin türbin performansına etkileri belirlenmiştir. Bir boyutlu orta çizgi akış analizinden elde edilen sonuçlar ile simülasyon sonuçları karşılaştırmış ve orta çizgi

akış tasarımı için geliştirilen analiz modelinin kullanılabilirliği kontrol edilmiştir. Analizler neticesinde elde edilen sonuçlar aşağıda listelenmiştir.

- Bir boyutlu orta çizgi akış tasarımı analizi sonucunda, 72° stator kanatçığı çıkış açısının, 20 kg/s kütleli debinin ve 10 000 dev/dk türbin dönüş hızının en uygun olduğu belirlenmiştir. Bu parametrelere göre yapılan tasarımda türbin gücü 3,07 MW ve türbin verimi % 95,1 olarak belirlenmiştir.
- Stator çıkış açısının artmasına bağlı olarak türbin gücü ve verimi artış göstermiştir.
- Kütleli debinin artışı türbin performansında artış sağlamıştır.
- Türbin dönüş hızının artması ile türbin veriminde düşüş meydana gelmiştir.
- Türbin kanatçıklarının iki boyutlu profillerinin elde edilmesinde kullanılan iki farklı yöntem OBP ve KKD ile benzer kanatçık profilleri tasarlanabilmiş ve tasarım parametreleri değiştirilerek profil geometrisi yönetilebilmiştir.
- Gerçekleştirilen HAD analizi sonucunda, rotor kanatçığının teğetsel kord uzunluğundaki artışın türbin gücünü artırırken, türbin verimini azalttığı belirlenmiştir.
- Rotor kanatçığının teğetsel kord uzunluğunun artması sonucunda kanatçıklar arasında oluşan boğaz kesitinde daralma meydana gelmiş, rotor çıkışındaki akış hızı artmış ve türbin gücü yükselmiştir. Viskoz kayıpların etkisi arttığından türbin veriminde düşüş meydana gelmiştir.
- Ön kenar kalınlığının artması sonucunda türbin gücünün arttığı, türbin veriminin ise azaldığı belirlenmiştir. Ön kenar kalınlığının artmasına bağlı olarak, durma noktasından emme yüzeyine doğru akarken akışkanın hız artış eğiminin aniden yükseldiği belirlenmiştir. Ani hız artışı nedeniyle sınır tabakada meydana gelen kayıplar artarak türbin veriminde düşüşe sebep olmuştur.
- Ön kenar geometrisinin eliptik yapıda olması halinde, ön kenar bölgesindeki akışta ani hız, basınç ve sıcaklık değişimlerinin önüne geçilmiştir. Eliptik ve daha keskin eğrilik yarıçapına sahip ön kenar geometrilerinde, sınır tabaka kalınlığının azaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Kanatçığın daha sivri yapılı olması kanatçığın aerodinamik verimini artırmıştır.
- HAD analizleri sonucunda, teğetsel kord uzunluğunun 0,02 m, ön kenar kalınlığı/maksimum kalınlık oranının % 24 ve ön kenar geometrisinin 0,4 düşey eksen / yatay eksen oranına sahip eliptik yapıda olması ile türbin performansı en iyileştirilmiştir.

- Bir boyutlu orta çizgi akış analizi ve HAD analizinden elde edilen performans verileri karşılaştırıldığında iki analizin de sonuçlarının oldukça yakın olduğu belirlenmiştir.
- Rotorun teğetsel kord uzunluğunun 0,02 m ve kanatçıkların r_t / r_h oranının 0,9'dan yüksek olduğu durum için, kanatçık profilinin KKD yöntemi ile elde edilmesi halinde, bir boyutlu orta çizgi akış analizi ile HAD analizinden elde edilen güç değerleri arasındaki fark % 0,3 ve verim değerleri arasındaki fark % 0,6 olarak belirlenmiştir.
- Bu çalışma kapsamında geliştirilen orta çizgi akış tasarımı analiz modelinin, parametrik çalışmaya imkân verdiği ve türbin kademesi ön tasarım aşamasında HAD analizi yerine güvenilir olarak kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Öneriler

Bu çalışmanın geliştirilmesi ile kanatçıklar üzerinde meydana gelen gerilmeler analiz edilebilir ve hem mekanik hem de aerodinamik yönden inceleme yapılarak türbin kademesi tasarımı iyileştirilebilir.



KAYNAKLAR

1. Carlisle, R. P. (2004). *Scientific American inventions and discoveries*. (First Edition). New Jersey: John Wiley & Sons, 317.
2. Woodcroft, B. (1851). *The pneumatics of hero of alexandria: from the original Greek*. (First Edition). London: Taylor, Walton and Maberly, 72.
3. Smil, V. (2005). *Creating the twentieth century: technical innovations of 1867-1914 and their lasting impact*. (First Edition). Oxford: Oxford University Press, 62.
4. Giampaolo, T. (2020). *Gas turbine handbook: principles and practice*. (Third Edition). Lilburn: The Fairmont Press, 1.
5. Bakken, L. E., Jordal, K., Syverud, E., and Veer, T. (2004). *Centenary of the first gas turbine to give net power output: A tribute to Ægidius Elling*. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Vienna.
6. İnternet: García, P. C. (2016). Gloster E28/39. Web: <https://www.jetphotos.com/photo/8264749>, Son Erişim Tarihi: 25.11.2022
7. İnternet: Burke, J. (2021). Power plants of the world. Web: <https://www.diesलगasturbine.com/news/power-plants-of-theworld/8011956.article>, Son Erişim Tarihi: 29.11.2022
8. Madhlopa, A. (2018). Gas turbine fuels and fuel systems. *Principles of Solar Gas Turbines for Electricity Generation*. 27-49.
9. Dunham, J. B. (1974). *A parametric method of turbine blade profile design*. ASME 1974 International Gas Turbine Conference and Products Show, Zurich.
10. Pritchard, L. (1985). *An eleven parameter axial turbine airfoil geometry model*. ASME 1985 International Gas Turbine Conference and Exhibit, Texas .
11. Korakianitis, T., and Pantazopoulos, G. (1993). Improved turbine-blade design techniques using 4th-order parametric-spline segments. *Computer Aided Design*, 25(5), 289-299.
12. Cho, S.Y., Yoon, E. S., and Choi, B.S. (2002). A study on an axial-type 2-D turbine blade shape for reducing the blade profile loss. *KSME International Journal*, 16(8), 1154-1164.
13. Roelke, R. J., and Haas, J. E. (1983). The effect of rotor blade thickness and surface finish on the performance of a small axial flow turbine. *ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 105(2), 377-382.
14. Xudong, W., Licun, W., and Hongjun, X. (2015). An integrated method for designing airfoils shapes. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015, 1-12.
15. Hamakhan, I., and Korakianitis, T. (2010). Aerodynamic performance effects of leading-edge geometry in gas-turbine blades. *Applied Energy*, 87(5), 1591-1601.

16. Ainley, D., and Mathieson, G. (1951). A method of performance estimation for axial-flow turbines. *ARC Technical Report*. No. 2974, Great Britain.
17. Kacker, S., and Okapuu, U. (1982). A mean line prediction method for axial flow turbine efficiency. *ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 104(1), 111-119.
18. Soderberg, C. R. (1949). Gas turbine laboratory. *Unpublished notes*.
19. Tournier, J. M., and El-Genk, M. S. (2010). Axial flow, multi-stage turbine and compressor models. *Energy Conversion and Management*, 51(1), 16-29.
20. Jouybari, J., Eftari, M., Kaliji, H., Ghadak, F., and Rad, M. (2013). Analytical modeling of performance characteristics of axial flow two-stage turbine engine using pressure losses models and comparing with experimental results. *World Applied Sciences Journal*, 21(9), 1250-1259.
21. Da Trindade, D. B., Bugała, P., and Simone, D. (2018). Review of loss models for high pressure turbines. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 25(2), 37-44.
22. Wang, C. (2014). Integrated aerodynamic design and analysis of turbine blades. *Advances in Engineering Software*, 68, 9-18.
23. Bringhenti, C., Tomita, J. T., Silva, F. D. A., and Carneiro, H. F. d. F. M. (2015). One stage power turbine preliminary design and analysis. *Journal of Aerospace Technology and Management*, 7(2), 157-169.
24. Elqussas, N., Elzahaby, A. M., Khalil, M. K., and Elshabka, A. M. (2017). *Automation of design tool for an axial flow gas turbine stage used in small gas turbine engine*. International Conference on Aerospace Sciences and Aviation Technology, Egypt.
25. Denton, J. D. (2017). Multall—an open source, computational fluid dynamics based, turbomachinery design system. *Journal of Turbomachinery*, 139(12), 121001.
26. Moradi, N., Vlasic, E., and Moustapha, H. (2018, June). *Rapid airfoil design for uncooled high pressure turbine blades*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Canada.
27. Murthy, S. V., and Sankara, K. (2015). Optimization of axial flow turbine for meanline design using genetic algorithm. *The Journal of Scientific and Engineering Research*, 6(1), 640-647.
28. Horlock, J. H. (1960). Losses and efficiencies in axial-flow turbines. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2(1), 48-75.
29. Juangphanich, P., De Maesschalck, C., and Paniagua, G. (2019). Turbine passage design methodology to minimize entropy production—a two-step optimization strategy. *Entropy*, 21(6), 604.
30. Amaral, L. G. F., Diaz, R., Tomita, J., Bringhenti, C., and Henriques, I. (2019). Optimization based on 3D CFD simulations of an axial turbine from a small gas turbine engine. *Aeronautics and Aerospace Open Access Journal*, 3, 198-211.

31. Elquassas, N., Elzahaby, A. M., Khalil, M. K., and Elshabka, A. (2020). Axial flow turbine aerodynamic shape design optimization. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 7(10), 1092-1101.
32. Zhu, X. c., Hu, J. F., Ou-Yang, H., Tian, J., Qiang, X., and Du, Z. H. (2013). The off-design performance prediction of axial compressor based on a 2D approach. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 51, 523-531.
33. Ravindra, K., and Raju, P. D. (2017). Modelling and analysis of gas turbine rotor blade. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 4(12), 2395-0056.
34. Japikse, D., and Baines, N. C. (1995). *Introduction to turbomachinery* (First Edition). Oxford: Oxford University Press, 356-360.
35. Saravanamuttoo, H. I., Rogers, G. F. C., Cohen, H., and Straznicky, P. V. (2001). *Gas turbine theory* (Fifth Edition). India: Dorling Kindersley, 305-308.
36. İnternet: Aeronautics Guide. (2022). Aircraft turbine engine compressor section and compressor types. Web: <https://www.aircraftsystemstech.com/p/compressor-section-compressor-section.html>, Son Erişim Tarihi: 27.09.2022
37. Yahya, S. (2011). *Turbines compressors and fans* (Fourth Edition). New Delhi: Tata McGraw Hill Education Pvt. Ltd., 7-15.
38. Boyce, M. P. (2011). *Gas turbine engineering handbook* (Second Edition). Texas: Butterworth-Heinemann, 275-278.
39. İnternet: Aeronautics Guide. (2022). Aircraft gas turbine engine ignition systems. Web: <https://www.aircraftsystemstech.com/p/turbineengine-ignition-systems-since.html>, Son Erişim Tarihi: 20.10.2022
40. Verkamp, F., Verdouw, A., and Tomlinson, J. (1974). Impact of emission regulations on future gas turbine engine combustors. *Journal of Aircraft*, 11(6), 340-344.
41. Muktinutalapati, N. R. (2011). Materials for gas turbines—an overview. *Advances In Gas Turbine Technology*, 23, 293-314.
42. Clarke, J. S., & Jackson, S. R. (1962, January). *General considerations in the design of combustion chambers for aircraft and industrial gas turbines*. Automotive Engineering Congress, Michigan.
43. İnternet: Thamizullah S. (2019). Role of AxSTREAM® in radial turbine design. Web: <https://blog.softinway.com/role-of-axstream-in-radial-turbine-design/>, Son Erişim Tarihi: 12.09.2022
44. Dixon, S. L., and Hall, C. (2013). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery* (Fifth Edition). Oxford: Butterworth-Heinemann, 246-250
45. Padture, N. P., Gell, M., and Jordan, E. H. (2002). Thermal barrier coatings for gas-turbine engine applications. *Science*, 296(5566), 280-284.

46. İnternet: General Electric CJ610. Web: https://stringfixer.com/tr/General_Electric_CJ610, Son Erişim Tarihi: 17.08.2022
47. Sonntag, R. E., and Borgnakke, C. (2001). *Introduction to engineering thermodynamics* (Second Edition). New Jersey: Wiley, 101-104.
48. İnternet: Goddard, J. (2019). The GE T700 Engine in Black Hawks by Skycore Aviation. Web: <https://www.skycoreaviation.com/sikorsky-helicopters/black-hawk-ge-t700-engine-by-skycore-aviation/>, Son Erişim Tarihi: 15.09.2022
49. Mattingly, J. D. (1996). *Elements of gas turbine propulsion* (First Edition). New Delhi: Tata McGraw-Hill, 322-325
50. İnternet: Aviation. (2016). GE H80 Turboprop ENGINE by GE Aviation Czech. Web: <https://pragaglobal.com/ge-h80-turboprop-engine-by-ge-aviation-czech/>, Son Erişim Tarihi: 17.09.2022
51. Mattingly, J. D. (2002). *Aircraft engine design* (Second Edition). Reston: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 38-42.
52. İnternet: Kobel, J. (2022). TRENT 900. Web: <https://www.n3eos.com/en/engine-overhaul/engines/rolls-royce-trent-900>, Son Erişim Tarihi: 18.07.2022
53. Han, J.-C. (2004). Recent studies in turbine blade cooling. *International Journal of Rotating Machinery*, 10(6), 443-457.
54. Eckardt, D. (2013). Gas turbine powerhouse: *The development of the power generation gas turbine at BBC-ABB-Alstom* (Second Edition). München: Walter de Gruyter, 308-315.
55. Rajput, R. (2009). *Engineering thermodynamics: a computer approach* (Third Edition). New Delhi: Laxmi Publications Ltd., 661-670.
56. Dick, E. (2015). *Fundamentals of turbomachines* (Second Edition). Switzerland: Springer Cham, 2-10.
57. White, F. M. (2009). *Fluid mechanics* (Seventh Edition). Tata McGraw-Hill Education, 171-173.
58. Anderson, J. (1991). *Fundamentals of aerodynamics* (Second Edition). New York: McGraw Hill, 50-55.
59. Islas, J. (1999). The gas turbine: a new technological paradigm in electricity generation. *Technological Forecasting and Social Change*, 60(2), 129-148.
60. Denton, J. D. (1993, May). *Loss mechanisms in turbomachines*. ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Ohio.
61. Baskharone, E. A. (2006). *Principles of turbomachinery in air-breathing engines* (First Edition). Cambridge: Cambridge University Press, 181-185.

62. Lampart, P., Yershov, S., and Rusanov, A. (2005). Increasing flow efficiency of high-pressure and low-pressure steam turbine stages from numerical optimization of 3D blading. *Engineering Optimization*, 37(2), 145-166.
63. Dejc, M., and Trojanovskij, B. M. (1973). *Untersuchung und berechnung axialer turbinenstufen* (First Edition). Berlin: Verlag Technik.
64. Ansarifard, N., Fleming, A., Henderson, A., Kianejad, S., and Chai, S. (2019). Design optimisation of a unidirectional centrifugal radial-air-turbine for application in OWC wave energy converters. *Energies*, 12(14), 2791.
65. Zweifel, O. (1945). The spacing of turbo-machine blading, especially with large angular deflection. *Brown Boveri Review*, 32(12), 436-444.
66. Turton, R. K. (1995). *Principles of turbomachinery* (Second Edition). London: Chapman&Hall, 1-12.
67. Mair, W. (1961). *Aerofoil Sections. by FW Riegels* (First Edition). London: Butterworth&Co. Ltd., 1-3
68. Melzer, A., and Pullan, G. (2019). The role of vortex shedding in the trailing edge loss of transonic turbine blades. *Journal of Turbomachinery*, 141(4), 041001.
69. Arockia Fenil, A., and Sivapragasam, M. (2018). Effect of leading-edge geometry on the aerodynamics and heat transfer in the stagnation region of uncooled turbine blades. *Sādhanā*, 43(11), 1-12.
70. Joukowsky, N. (1910). Über die konturen der Tragflächen der Drachenflieger. *Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt*, 1(22), 281-285.
71. Rzadkowski, Romuald & Gnesin, V.I. and Kolodyazhnaya, L.. (2012). The Influence of the stator-rotor blade number ratio on the aeroelastic behaviour of rotor blades. *Advances in Vibration Engineering*. 11. 206-213.
72. Versteeg, H. K., and Malalasekera, W. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method* (Second Edition). England: Pearson Education Ltd., 1-4.
73. Anderson, J.D. (1995). *Computational fluid dynamics: the basics with applications* (First Edition). New York: McGraw-Hill, 49-70.
74. Ramana Murthy, S., and Kishore Kumar, S. (2013). *Effect of different turbulence models on the numerical analysis of axial flow turbine stage of a typical turbofan engine*. Gas Turbine India Conference, India.



EKLER

EK-1. Kanatçık nokta koordinatları

Çizelge 4.4. Kanatçık üzerinde yer alan 104 noktanın koordinatları

Nokta	x	y	z	Nokta	x	y	z	Nokta	x	y	z
1	-0,0009	0,0206	0,28	36	0,0405	-0,0000	0,28	71	0,0149	0,0234	0,28
2	0,0002	0,0226	0,28	37	0,0405	-0,0001	0,28	72	0,0140	0,0237	0,28
3	0,0013	0,0245	0,28	38	0,0404	-0,0002	0,28	73	0,0132	0,0240	0,28
4	0,0025	0,0261	0,28	39	0,0404	-0,0002	0,28	74	0,0124	0,0242	0,28
5	0,0037	0,0276	0,28	40	0,0403	-0,0003	0,28	75	0,0115	0,0243	0,28
6	0,0051	0,0289	0,28	41	0,0403	-0,0003	0,28	76	0,0106	0,0243	0,28
7	0,0066	0,0300	0,28	42	0,0402	-0,0004	0,28	77	0,0096	0,0243	0,28
8	0,0082	0,0309	0,28	43	0,0402	-0,0004	0,28	78	0,0085	0,0240	0,28
9	0,0099	0,0316	0,28	44	0,0401	-0,0004	0,28	79	0,0072	0,0236	0,28
10	0,0116	0,0320	0,28	45	0,0400	-0,0004	0,28	80	0,0059	0,0230	0,28
11	0,0134	0,0322	0,28	46	0,0399	-0,0005	0,28	81	0,0045	0,0222	0,28
12	0,0153	0,0321	0,28	47	0,0399	-0,0004	0,28	82	0,0029	0,0211	0,28
13	0,0171	0,0318	0,28	48	0,0398	-0,0004	0,28	83	0,0014	0,0198	0,28
14	0,0188	0,0312	0,28	49	0,0397	-0,0004	0,28	84	0,0009	0,0194	0,28
15	0,0205	0,0305	0,28	50	0,0397	-0,0004	0,28	85	0,0007	0,0193	0,28
16	0,0222	0,0296	0,28	51	0,0396	-0,0003	0,28	86	0,0006	0,0192	0,28
17	0,0238	0,0285	0,28	52	0,0396	-0,0003	0,28	87	0,0005	0,0191	0,28
18	0,0253	0,0273	0,28	53	0,0395	-0,0003	0,28	88	0,0003	0,0191	0,28
19	0,0267	0,0259	0,28	54	0,0378	0,0018	0,28	89	0,0002	0,0191	0,28
20	0,0281	0,0244	0,28	55	0,0360	0,0038	0,28	90	0,0000	0,0191	0,28
21	0,0294	0,0228	0,28	56	0,0344	0,0057	0,28	91	-0,0001	0,0191	0,28
22	0,0307	0,0211	0,28	57	0,0327	0,0076	0,28	92	-0,0003	0,0191	0,28
23	0,0319	0,0192	0,28	58	0,0311	0,0093	0,28	93	-0,0004	0,0192	0,28
24	0,0331	0,0173	0,28	59	0,0296	0,0110	0,28	94	-0,0005	0,0193	0,28
25	0,0343	0,0152	0,28	60	0,0280	0,0127	0,28	95	-0,0006	0,0194	0,28
26	0,0354	0,0131	0,28	61	0,0266	0,0142	0,28	96	-0,0007	0,0195	0,28
27	0,0364	0,0108	0,28	62	0,0252	0,0156	0,28	97	-0,0008	0,0196	0,28
28	0,0374	0,0085	0,28	63	0,0238	0,0169	0,28	98	-0,0009	0,0198	0,28
29	0,0384	0,0061	0,28	64	0,0225	0,0181	0,28	99	-0,0009	0,0199	0,28
30	0,0393	0,0036	0,28	65	0,0212	0,0192	0,28	100	-0,0010	0,0200	0,28
31	0,0402	0,0011	0,28	66	0,0200	0,0202	0,28	101	-0,0010	0,0202	0,28
32	0,0405	0,0003	0,28	67	0,0188	0,0211	0,28	102	-0,0010	0,0204	0,28
33	0,0405	0,0002	0,28	68	0,0177	0,0218	0,28	103	-0,0009	0,0205	0,28
34	0,0405	0,0001	0,28	69	0,0167	0,0224	0,28	104	-0,0009	0,0206	0,28
35	0,0405	0,0000	0,28	70	0,0158	0,0230	0,28				



Gazili olmak ayrıcalıktır