



**EKSENEL BİR TÜRBİNDE ADJOİNT
YÖNTEMİ İLE ROTOR-STATOR
KANATLARININ OPTİMİZASYONU**

Yüksek Lisans Tezi

Mehmet KILINÇ

Eskişehir 2023

**EKSENEL BİR TÜRBİNDE ADJOİNT YÖNTEMİ İLE ROTOR-STATÖR
KANATLARININ OPTİMİZASYONU**

Mehmet KİLİNÇ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kürşad Melih GÜLEREN

Eskişehir

Eskişehir Teknik Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Nisan 2023

JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI

Mehmet KILINÇ'ın "EKSENEL BİR TÜRBİNDE ADJOİNT YÖNTEMİ İLE ROTOR-STATOR KANATLARININ OPTİMİZASYONU" başlıklı tezi 17/04/2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından değerlendirilerek "Eskişehir Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin ilgili maddeleri uyarınca, Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Unvanı Adı Soyadı

İmza

Üye

: Prof. Dr. Kürşad Melih GÜLEREN

Üye

: Prof. Dr. Mehmet Şerif KAVSAOĞLU

Üye

: Doç. Dr. Tolga YASA

Prof. Dr. Murat TANIŞLI

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

17/04/2023

DANIşMAN ONAYI

Danişmanlığını yürüttüğüm Eskişehir Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalı ęrencisi Mehmet KILINÇ, “EKSENEL BİR TÜRBİNDE ADJOİNT YÖNTEMİ İLE ROTOR-STATOR KANATLARININ OPTİMİZASYONU” başlıklı tez çalışmasını tamamlamıştır. Hazırlamış olduğu tez tarafımca incelenmiş ve öğrencinin tez savunma sınavına alınması bilimsel ve etik açıdan uygun grlmştır.

Tez Daniřmanı

Prof. Dr. Kürşad Melih GÜLEREN

ÖZET

EKSENEL BİR TÜRBİNDE ADJOİNT YÖNTEMİ İLE ROTOR-STATOR KANATLARININ OPTİMİZASYONU

Mehmet KILINÇ

Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalı

Eskişehir Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Nisan 2023

Danışman: Prof. Dr. Kürşad Melih GÜLEREN

Gaz türbinli motorlarda, yanma odasından çıkan yüksek enerjili gazın enerjisini mekanik enerjiye çevrilmesi ve bu hareket ile oluşan gücün kompresör miline aktarılması için eksenel türbinler kullanılmaktadır. Türbinler, sabit türbin kanatları (stator) ile hareketli türbin kanatlarına (rotor) yanma odasından çıkan gazın yönlendirilmesi sonucunda meydana gelen bağıl hareketi kullanmaktadır. Bu nedenle sabit ve hareketli kanat profilleri türbinlerin verimini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu çalışmada literatürde yer alan 1.5 kademe eksenel Aachen Türbini referans alınmış ve iki boyutlu rotor-stator kanatlarının optimizasyonu yapılması amaçlanmıştır. Sayısal çalışmalar çok amaçlı Ansys Fluent 2019R2 akış çözücüsü ile gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada referans geometri kullanılarak iki boyutlu akış alanı oluşturulmuş, akış alanı için uygun ağ yapısı ve akış problemi tanımlanmıştır. Sınır koşulları tanımlanan ve iki boyutlu akış alanı oluşturulan sayısal model üzerinde akış analizleri yapılmıştır. Sayısal çalışmalarda ideal gaz kabulü, sıkıştırılabilir akış, daimi akış koşulları ve $k-\omega$ SST türbülans modeli kullanılmıştır. Kanat optimizasyonu için sayısal çalışma sonucunda elde edilen veriler deneysel veriler ile karşılaştırılarak doğrulama çalışması yapılmıştır.

Optimizasyon çalışmalarında birinci adımda stator kanadı için eniyileme çalışmaları yapılmıştır. Stator kanadı profili üzerinde farklı iyileştirme oranlarına göre optimizasyon çalışmaları yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Optimizasyonun ikinci adımında rotor kanadı için eniyileme çalışmaları yapılmıştır. Rotor profili için farklı iyileştirme oranlarına göre yapılan optimizasyon çalışmalarından elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar, basınç farkı ve entropi üretimi dikkate alınarak değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme sonucunda stator profili için profil iyileştirmesi %7 ve rotor profili için profil iyileştirmesi %4 olarak sınırlandırılmıştır. Elde edilen yeni profiller kullanılarak sayısal analizler tekrarlanmıştır ve kademe veriminin arttığı görülmüştür.

Anahtar Sözcükler: Aachen türbini, Kanat optimizasyonu, Eksenel türbin, Adjoint optimizasyon yöntemi, Aerodinamik şekil optimizasyonu.

ABSTRACT

OPTIMIZATION OF STATOR AND ROTOR BLADES USING ADJOINT METHOD IN AN AXIAL TURBINE

Mehmet KILINÇ

Department of Airframe and Powerplant Maintenance

Eskişehir Technical University, Institute of Graduate Programs, April 2023

Supervisor: Prof. Dr. Kürşad Melih GÜLEREN

Axial turbines are used to convert the energy of the high-energy gas coming out of the combustion chamber into mechanical energy by the stator and rotor blades and to transfer the power generated by this movement to the compressor shaft in gas turbine engines. Therefore, stator and rotor blade profiles significantly affect the efficiency of turbines. In this study, the 1.5-stage axial Aachen Turbine in the literature was taken as a reference, and it was aimed to optimize the 2D rotor-stator blades. Numerical studies were performed with the multi-purpose Ansys Fluent flow solver. First off, a 2D flow field was created using the reference geometry, then the appropriate mesh and flow problem were defined. In numerical studies, ideal gas assumption, compressible flow, steady-state flow conditions and $k-\omega$ SST turbulence model were used. Numerical study results were compared with the experimental data to validation work was carried out.

In the first step of the optimization studies, the stator blade was optimized, and then the results were compared by performing it with different improvements ratios. In the second step, the rotor blade was optimized, and then the results were compared by performing it with different improvement ratios. The improvement results were evaluated by considering the pressure difference and entropy generation. As a result of this evaluation, profile improvement for the stator blade was limited to 7%, and 4% for rotor blade. Numerical analyzes were repeated using the optimized profiles, and it was seen that stage efficiency increased.

Keywords: Aachen turbine, Blade optimization, Axial turbine, Adjoint optimization method, Aerodynamic shape optimization.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmalarım süresince beni yönlendiren, yardımlarını esirgemeyip engin bilgileri ile çalışmalarına yön veren, tezin konusunun belirlenmesinde ve her aşamasında emeği geçen, her konuda rahatlıkla ulaşıp danıştığım değerli tez danışmanım Prof. Dr. Kürşad Melih GÜLEREN'e, tez çalışmaları esnasında engin bilgilerinden beni mahrum etmeyen değerli hocam Doç. Dr. Tolga YASA'ya ve yine tez çalışmalarım boyunca benden bilgi birikimini ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Öğr. Gör. Osman KOCAASLAN'a sonsuz teşekkürlerimi ve şükranlarımı sunarım.

Ayrıca eğitimim ve tüm hayatım boyunca benden yardımlarını ve desteğini esirgemeyen, her zaman yanımda olan aileme ve ablam Mine KILINÇ'a sonsuz teşekkür ederim.

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Bu tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi; bu çalışmanın Eskişehir Teknik Üniversitesi tarafından kullanılan “bilimsel intihal tespit programıyla tarandığını ve hiçbir şekilde “intihal içermediğini” beyan ederim. Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

Mehmet KILINÇ

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
BAŞLIK SAYFASI	I
JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI.....	II
DANIŞMAN ONAYI	III
ÖZET	IV
ABSTRACT.....	V
TEŞEKKÜR	VI
ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ.....	VII
İÇİNDEKİLER.....	VIII
TABLolar DİZİNİ	XI
ŞEKİLLER DİZİNİ	XV
GÖRSELLER DİZİNİ	XVII
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	XVIII
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	4
2.1. Eksenel Türbinlerde Deneysel ve Sayısal Çalışmalar.....	4
2.2. Eksenel Türbinlerde Optimizasyon Çalışmaları.....	8
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	12
3.1. Aachen Türbini Kanat Tasarımı	12
3.1.1. İki boyutlu akış alanında iki boyutlu döngüsel hızın tanımlanması....	13
3.1.2. Aachen türbini hız üçgenleri ve parametrelerin tanımlanması	15
3.1.2.1. Kanat yükü katsayısı ve akış katsayısı.....	16
3.2. İki Boyutlu Akış Alanın Tanımlanması	17
3.3. Sayısal Çözüm Ağlarının Oluşturulması	17
3.4. Akış Probleminin Tanımlanması.....	18
3.4.1. Sınır tabaka kavramı	19
3.4.2. Türbülans modeli	19
3.4.2.1. RANS türbülans modeli	19
3.4.2.2. SST $k - \omega$ türbülans modeli	20
3.4.3. Duvar fonksiyonları	22
3.4.4. Sınır koşulların tanımlanması.....	24
3.4.5. Kesişen (interface) yüzeylerin tanımlanması	25

3.4.5.1. Karıştırma yüzeyi yaklaşımı (mixing plane model).....	25
3.4.5.2. Rotor ve stator ikilisi etkileşim yüzeyinin tanımlanması	26
3.5. Genel Optimizasyon Yaklaşımı.....	27
3.5.1. Optimizasyon yöntemleri.....	28
3.6. Akışı Yöneten Denklemler.....	30
3.7. Adjoint Optimizasyon Yöntemi	31
3.7.1. Çözüme dayalı adaptasyon yaklaşımı.....	32
3.7.1.1. Adjoint observables tanımlanması	33
3.7.1.2. Çözüme dayalı adaptasyon.....	33
3.7.2. Adjoint ayrıklaştırma yaklaşımı	34
3.7.3. Ağ adaptasyonu	36
3.7.4. Adjoint tabanlı çözücü uygulaması.....	38
3.7.4.1. Fluent adjoint çözücüsünün aktif edilmesi	39
3.7.4.2. Adjoint ayarları ve adjoint çözümü	40
3.7.4.3. Çözüm ayarlarının yapılması.....	42
3.7.4.4. Adjoint residual ayarlarının yapılması.....	45
3.7.4.5. Adjoint yinleme (iterations) hesaplamasının yapılması.....	45
3.7.4.6. Geometrinin yeniden şekillendirilmesi	46
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	50
4.1. 1.5 Kademeli Aachen Türbini Sayısal Doğrulama Çalışması	50
4.1.1. İki boyutlu sayısal akış alanının tanımlanması.....	51
4.1.2. Sınır koşulların tanımlanması.....	52
4.1.3. Doğrulama çalışması ve değerlendirmeler	52
4.1.4. Ağ bağımsızlığı.....	57
4.1.5. Sayısal doğrulama çalışması sonuçları	60
4.2. Kesişen Bölgelerin Sayısal Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	60
4.3. Türbin Kanatları Optimizasyon Çalışmaları	62
4.3.1. Stator kanadı optimizasyon çalışmaları	62
4.3.1.1. Birinci kademe stator kanadı referans profili analiz	
sonuçları.....	62
4.3.1.2. Stator profili yüzde 5 iyileştirme sonuçları	62
4.3.1.3. Stator profili yüzde 7 iyileştirme sonuçları	64
4.3.1.4. Stator profili yüzde 10 iyileştirme sonuçları	65

4.3.1.5. Stator profili yüzde 11 iyileştirme sonuçları	66
4.3.1.6. Stator profili yüzde 13 iyileştirme sonuçları	67
4.3.1.7. Stator profili yüzde 15 iyileştirme sonuçları	68
4.3.1.8. Stator profili yüzde 20 iyileştirme sonuçları	68
4.3.1.9. Stator profili iyileştirme sonuçlarının karşılaştırılması	69
4.3.2. Rotor profili optimizasyon sonuçları	70
4.3.2.1. Rotor kanadı referans profili analiz sonuçları	70
4.3.2.2. Rotor profili yüzde 2 iyileştirme sonuçları	70
4.3.2.3. Rotor profili yüzde 3 iyileştirme sonuçları	71
4.3.2.4. Rotor profili yüzde 3.5 iyileştirme sonuçları	73
4.3.2.5. Rotor profili yüzde 4 iyileştirme sonuçları	74
4.3.2.6. Rotor profili yüzde 5 iyileştirme sonuçları	75
4.3.2.7. Rotor profili yüzde 6 iyileştirme sonuçları	76
4.3.2.8. Rotor profili yüzde 10 iyileştirme sonuçları	76
4.3.2.9. Rotor kanadı iyileştirme sonuçlarının karşılaştırılması	77
4.3.3. Türbin verimi ve akış parametreleri sonuçları	78
4.3.4. Hedeflenen basınç kaybı azaltımına göre elde edilen yeni kanat profilleri	80
4.3.5. Referans stator profili ile optimize edilmiş stator profili karşılaştırması	81
4.3.6. Referans rotor profili ile optimize edilmiş rotor profili karşılaştırması	82
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	84
KAYNAKÇA	86
ÖZGEÇMİŞ	

TABLÖLAR DİZİNİ

Sayfa

Tablo 2.1. Literatür çalışması optimizasyon sonuçlarının karşılaştırmalı gösterimi	11
Tablo 3.1. Deneysel verilerden elde edilen stator ve rotorun tasarım değerleri [3]	13
Tablo 3.2. Deneysel çalışmalardan elde edilen sayısal analiz problem için giriş hızı ve çıkış basıncı sınır şartları verileri [5]	25
Tablo 4.1. Sayısal akış alanı için analizlerde kullanılan farklı ağ elemanı sayıları	58
Tablo 4.2. Referans birinci kademe stator kanadı için girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı	62
Tablo 4.3. Referans profile göre basınç farkı %5 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı	63
Tablo 4.4. Referans profil ile %5 iyileştirilmiş stator profili için basınç farkı yüzdeler karşılaştırması	63
Tablo 4.5. Referans profil ile %5 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdeler karşılaştırması	63
Tablo 4.6. Referans profile göre basınç farkı %7 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı	64
Tablo 4.7. Referans profil ile %7 iyileştirilmiş stator profili için basınç farkı yüzdeler karşılaştırması	64
Tablo 4.8. Referans profil ile %7 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdeler karşılaştırması	65
Tablo 4.9. Referans profile göre basınç farkı %10 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı	65
Tablo 4.10. Referans profil ile %10 iyileştirilmiş stator profili için basınç farkı yüzdeler karşılaştırması	65
Tablo 4.11. Referans profil ile %10 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdeler karşılaştırması	66
Tablo 4.12. Referans profile göre basınç farkı %11 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı	67
Tablo 4.13. Referans profil ile %11 iyileştirilmiş stator profili için basınç farkı yüzdeler karşılaştırması	67
Tablo 4.14. Referans profil ile %11 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdeler karşılaştırması	67

Tablo 4.15. Referans profile göre basınç farkı %13 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı	67
Tablo 4.16. Referans profil ile %13 iyileştirilmiş stator profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması	68
Tablo 4.17. Referans profil ile %13 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması	68
Tablo 4.18. Referans profile göre basınç farkı %15 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı	68
Tablo 4.19. Referans profil ile %15 iyileştirilmiş stator profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması	68
Tablo 4.20. Referans profil ile %15 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması	68
Tablo 4.21. Referans profile göre basınç farkı %20 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basıncı ve toplam basınç farkı.....	68
Tablo 4.22. Referans profil ile %20 iyileştirilmiş stator profili için basınç düşüşü yüzdelik karşılaştırması	69
Tablo 4.23. Referans profil ile %20 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması	69
Tablo 4.24. Birinci kademe stator kanadı için hedeflenen profil iyileştirme oranlarına göre elde edilen basınç farkı ve entropi üretim yüzdelilerinin karşılaştırılması	69
Tablo 4.25. Referans rotor kanadı için girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı	70
Tablo 4.26. Referans profile göre basınç farkı %2 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı giriş ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı.....	70
Tablo 4.27. Referans profil ile %2 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması	71
Tablo 4.28. Referans profil ile %2 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması	71
Tablo 4.29. Referans profile göre basınç farkı %3 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı giriş ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı.....	72

Tablo 4.30. Referans profil ile %3 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması	72
Tablo 4.31. Referans profil ile %3 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması	72
Tablo 4.32. Referans profile göre basınç farkı %3.5 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı girişte ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı.....	73
Tablo 4.33. Referans profil ile %3.5 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması	73
Tablo 4.34. Referans profil ile %3.5 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması	74
Tablo 4.35. Referans profile göre basınç farkı %4 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı giriş ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı.....	74
Tablo 4.36. Referans profil ile %4 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması	74
Tablo 4.37. Referans profil ile %4 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması	75
Tablo 4.38. Referans profile göre basınç farkı %5 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı giriş ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı.....	75
Tablo 4.39. Referans profil ile %5 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması	75
Tablo 4.40. Referans profil ile %5 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması	75
Tablo 4.41. Referans profile göre basınç farkı %6 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı giriş ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı.....	76
Tablo 4.42. Referans profil ile %6 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması	76
Tablo 4.43. Referans profil ile %6 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması	76
Tablo 4.44. Referans profile göre basınç farkı %10 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı giriş ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı.....	76
Tablo 4.45. Referans profil ile %10 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması	76

Tablo 4.46. Referans profil ile %10 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması	76
Tablo 4.47. Rotor kanadı için hedeflenen profil iyileştirme oranlarına göre elde edilen basınç farkı ve entropi üretim yüzdelerinin karşılaştırılması	77
Tablo 4.48. Türbin parametrelerin karşılaştırılması.....	79



ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. İki boyutlu Aachen türbini geometrik tasarımı ve akış parametreleri gösterimi ([3] referansına göre geometri tekrar oluşturulmuştur.)	13
Şekil 3.2. İki boyutlu akış alanı için iki boyutlu döngüsel hız yönü gösterimi.	14
Şekil 3.3. Stator ve rotor akış alanı hız üçgenleri	16
Şekil 3.4. Türbin kademesi boyunca toplam sıcaklık ve entropi değişimi [55]	16
Şekil 3.5. 1.5 kademe Aachen türbini akış alanı iki boyutlu gösterimi [3].	17
Şekil 3.6. 1.5 kademe Aachen türbini akış alanı ağ elemanı yapısı gösterimi.	18
Şekil 3.7. Duvar fonksiyonu [34]	23
Şekil 3.8. Eksenel turbomokinelerde rotor ve stator kesişim yüzeyi gösterimi [34]	27
Şekil 3.9. Optimizasyon metodolojisi	28
Şekil 4.1. Sayısal analizlerde Mach sayısı ve statik basınç değerlerinin hesaplandığı noktalar	53
Şekil 4.2. Birinci sıra stator kanadı çıkışında Mach sayısının sayısal sonuçları ile deneysel verilerinin karşılaştırması [47]	53
Şekil 4.3. Birinci sıra stator kanadı çıkışında statik basınç dağılımının sayısal sonuçları ile deneysel verilerinin karşılaştırması [47]	54
Şekil 4.4. Rotor kanadı çıkışında Mach sayısının sayısal sonuçları ile deneysel verilerinin karşılaştırması [47]	55
Şekil 4.5. Rotor kanadı çıkışında statik basınç dağılımının sayısal sonuçları ile deneysel verilerinin karşılaştırması [47]	56
Şekil 4.6. İkinci sıra stator kanadı çıkışında Mach sayısının sayısal sonuçları ile deneysel verilerinin karşılaştırması [47]	56
Şekil 4.7. İkinci sıra stator kanadı çıkışında statik basınç dağılımının sayısal sonuçları ile deneysel verilerinin karşılaştırması [47]	57
Şekil 4.8. Mach sayısının sayısal akış alanı boyunca dağılımı [47]	58
Şekil 4.9. Statik basınç değerinin sayısal akış alanı boyunca dağılımı [47]	59
Şekil 4.10. Akış alanları kesişen yüzeylerin otomatik eşleştirme ile tanımlanması	61
Şekil 4.11. Akış alanları kesişen yüzeylerin mixing-plane yöntemi ile tanımlanması	61
Şekil 4.12. Optimizasyon sonrası akış alanı Mach sayısı konturu	78
Şekil 4.13. Optimizasyon sonrası akış alanı Toplam basınç konturu	78

Şekil 4.14. Rotor kanadı üzerindeki basınç katsayısı dağılımı karşılaştırması	80
Şekil 4.15. Stator kanadı için farklı hedefler ile elde edilmiş yeni profillerin karşılaştırması	81
Şekil 4.16. Rotor kanadı için farklı hedefler ile elde edilmiş yeni profillerin karşılaştırması	81
Şekil 4.17. Optimize edilmiş stator profili ile referans stator profili karşılaştırması	82
Şekil 4.18. Optimize edilmiş rotor profili ile referans rotor profili karşılaştırması.....	82



GÖRSELLER DİZİNİ

Sayfa

Görsel 3.1. Adjoint gözlemlenebilirler (Adjoint observables dialog box) iletişim kutusu.....	40
Görsel 3.2. Yeni gözlemlenebilir oluştur (Create new observable dialog box) iletişim kutusu.....	41
Görsel 3.3. Gözlemlenebilirleri yönet (Manage observables dialog box) iletişim kutusu.....	41
Görsel 3.4. Adjoint çözüm kontrol (Adjoint solution controls dialog box) iletişim kutusu.....	42
Görsel 3.5. Adjoint gelişmiş çözüm kontrol iletişim kutusu.....	43
Görsel 3.6. Adjoint residual iletişim kutusu.....	45
Görsel 3.7. Yakınsamış adjoint residuals.....	46
Görsel 3.8. Tasarım aracı (The design tool dialog box) iletişim kutusu.....	47
Görsel 3.9. Tasarım aracı hedef belirleme iletişim kutusu.....	48

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

α	: Akış sapma açısı
α_1	: SST modeli sabiti
β, β^*	: Termal genleşme
β	: Bağlı akış sapma açısı
β	: Yapay sıkıştırılabilirliktir
Re	: Reynolds sayısı
∇, δ	: Delta operatörü
U	: Serbest akış hızı
u, v	: Serbest akış hızı bileşenleri
ν, ν_T	: Kinematik viskozite
ρ	: Yoğunluk
μ	: Dinamik viskozite
$\tau, \bar{\tau}_{ij}$	: Kayma gerilmesi
k	: Türbülans kinetik enerjisi
ω	: Spesifik yayılım katsayısı
S	: Gerinim hızı büyüklüğü
F_1, F_2	: Karıştırma fonksiyonları
σ_ω	: Türbülans Prandtl sabiti
C	: Türbülans modeli sabiti
$D_{k\omega}$	: Çapraz difüzyon terimi
g	: Yer çekim ivmesi
f_x, f_y	: x ve y yönündeki yer çekim ivmesi bileşenleri
G	: Değer fonksiyonunun istenen gradyanını
κ	: Von Karman sabiti
TE	: Firar kenarı
L	: İki kanat arası uzaklık
L_r	: İki kanat arası uzaklıkta basınç ve Mach sayısının hesaplanma aralıkları
u	: İki boyutlu döngüsel hız
ω	: Açısal hız

Ma	: Mach sayısı
N	: Şaft dönüş hızı
R_m	: Ortalama çap
r_m	: Ortalama yarı çap
c	: Mutlak hız
c_a	: Eksenel hız
h, H	: Kanat yüksekliği (Span)
s	: Veter uzunluğu
T	: Sıcaklık
K	: Kelvin
t	: İki kanat arası uzaklık (Pitch)
N_B	: Kanat sayısı
ψ	: Lagrange Çarpanı
ψ	: Kanat yükü katsayısı
ϕ	: Akış katsayısı
w	: Birim kütle başına yapılan iş
h_0	: Toplam Entalpi
h_{01}, h_{03}	: Türbin kademesi girişinde ve çıkışında toplam entalpi
T_0	: Toplam sıcaklık
T_{01}, T_{03}	: Türbin kademesi girişinde ve çıkışında toplam sıcaklık
p_0	: Toplam basınç
p_{01}, p_{03}	: Türbin kademesi girişinde ve çıkışında toplam basınç
η_s	: İzantropik verim
y^+	: Boyutsuz duvar mesafesi
C_p	: Basınç katsayısı
w	: Bağıl hız
I	: Adjoint çözücüsü amaç fonksiyonu
ε_i^μ	: Adjoint denklemleri yakınsadığında ortaya çıkan ayrıklaştırma hatası
$\underline{x}^k$	: Ağ yapısında ki düğüm noktaların koordinatları
S_a	: Akış Alanı Entropi Üretimi
ΔS_a	: Akış Alanı Entropi Üretimi Farkı

$\xi^{i,j}$	: ij 'inci kontrol noktasının koordinatını temsil etmektedir
$B_{i,l}(u)$	: l 'ninci dereceden i 'ninci Bernstein polinomudur
$\tilde{W}^{ij}$	: Kontrol noktası hassasiyet alanı
C	: Courant Sayısı
C_{max}	: Maksimum Courant Sayısı
Δt	: Zaman adımı
Δx	: Kafes hücresinin her konumdaki boyutu
$\underline{q}^v$	: Akış alanında herhangi bir hücrede ki değişkenler vektörü
J	: Çözümlemede gözlemlenecek (observable) değer
ζ	: Tasarım değişkenleri
R	: Optimizasyonun tanımlandığı eşitlik
AD	: Otomatik farklılaşma (Automatic Differentiation)
AMG	: Cebirsel Çoklu Kafes (Algebraic Multigrid)
CAD	: Bilgisayar Destekli Tasarım
CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CFL	: Courant-Friedrichs-Lewy Koşulu
CPU	: Merkezi İşletim Birimi
DES	: Ayrık Girdap Simülasyonu (Detached Eddy Simulation)
DNS	: Doğrudan Sayısal Simülasyon (Direct Numerical Simulation)
ERCFTAC SIG	: Akış, Türbülans ve Yanma Konulu Avrupa Araştırma Topluluğu
GA	: Genetik Algoritma
GB	: Gradyan Tabanlı Yöntem
LES	: Büyük Girdap Simülasyonu (Large Eddy Simulation)
MRF	: Çoklu Referans Çerçevesi (Multiple Reference Frame)
PDE	: Kısmi Diferansiyel Denklemler
PSO	: Parçacık Sürü Optimizasyonu
RANS	: Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RSM	: Yanıt Yüzey Yöntemi
SA	: Spalart Allmaras
SA	: Benzetimli Tavlama Yöntemi
SPARC	: Navier Stokes Denklemi Akış Çözücüsü
SST	: Kayma Gerilimi Aktarımı (Shear Stress Transport)

URF : Çözüm Salınımı (Under-relaxation) Faktörleri
VKI : Von Karman Enstitüsü



1. GİRİŞ

Günümüzde gaz türbinli motorların kullanım alanı oldukça geniştir ve bu nedenle literatürde gaz türbinleri üzerine yapılan birçok çalışmayı bulmak mümkündür. Çalışma prensibi esasında Brayton çevrimi yani diğer adı ile Joule çevrimine dayanan gaz türbinli motorlar kavramı 20. yüzyılın başlarından itibaren Aegidius Elling'in araştırmaları ile ortaya çıkmıştır [1]. Büyük Britanya'da Whittle ve Almanya'da Von Ohain'in 1930'larda ve 1940'lı yıllarda yaptıkları çalışmalar neticesinde gaz türbinli motorların uçaklarda kullanımı için önemli kilometre taşları elde edilmiştir. Her iki araştırmacı da birbirlerinin araştırmalarından haberleri olmadan çalışmalarını yürütmüştür. Whittle bir turbojet motoru için ilk patent tescil ettiren kişidir, diğer taraftan Von Ohain 1936 yılı sonlarında turbojet motorunun patentini almıştır [2]. Von Ohain'in patentini aldığı bu turbojet motoru son derece basit yapıdaydı ve yapının büyük çoğunluğu metal sac levhalardan yapılmıştır. Bu motor bir jet motorunun bütün önemli bileşenlerine sahipti, jet motorun ön kısmında bir pervane, radyal girişe sahip bir türbin ile sırt sırta konumlandırılmış santrifüj kompresör ve radyal konumlandırılmış yanma odasından oluşmuştur. Whittle ise Von Ohain'in tasarımından farklı olarak tasarladığı motoru santrifüj kompresör kademesi, çevresel yanma odaları ve eksenel türbin kademelerinin sıralanmasından oluşan bir süper şarj turbojet motoru geliştirmiştir [2]. 2. Dünya Savaşı bu yeni teknolojinin gelişiminde hızlı bir yükselişe neden olmuştur. Değişken dış koşullarda da yüksek net itme sağlama yetenekleri turbojet motorların ayırt edici güçlü bir özelliğidir. Whittle'nin geliştirdiği motor, mimari olarak sonraki yıllarda tasarlanan motorlara oldukça benzemektedir [2].

Gaz türbinleri genelde üç ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölüm kompresör olarak adlandırılan, dış ortamdan aldığı havayı belli oranda sıkıştırarak basıncının yükselmesini sağlayan, sabit kanat olan stator ve hareketli kanat olan rotor kanatları ikilisinden oluşan yapıdır. Bu yapının asıl görevi, dış ortamdan alınmış havanın yanma odasına gönderilmeden önce sıkıştırarak basıncının artmasını sağlamaktır. Diğer ana bileşenlerden biri olan yanma odası ise, kompresör tarafından sıkıştırılarak gönderilmiş hava ile stokiyometrik oranlarda yakıtın karışmasını sağlayarak oluşan hava-yakıt karışımının yanması sonucu karışımın kimyasal enerjisinin ısı enerjisine dönüştüren yapıdır. Gaz türbinli motorların bir diğer önemli bileşeni olan yapı ise türbindir. Türbinler genel anlamda yanma odasından çıkan yüksek enerjili gazın enerjisini kullanarak kompresör miline güç aktarımı yapmaktadır. Gaz türbinli motorlarda türbin yapıları, motorun

kullanılma amacına göre tasarlanmaktadır. Şüphesiz hangi amaca yönelik tasarlanmış olsa da türbin veriminin en yüksek olması istenmektedir. Türbin verimini etkileyen parametrelerin başında, kanat profilinin uygun yapıda tasarlanmış olması doğrudan ilişkilidir.

Gelişen teknoloji ile birlikte havacılık ve uzay sanayinde ve bunun yanında ulaşımda ve enerji üretiminde gaz türbinli motorların kullanımı oldukça önemli bir yer edinmiştir. Şüphesiz bu kadar önemli bir kullanım alanına sahip olan gaz türbinli motorların verimlilikleri de son derece önemlidir. Yakın geçmişe kadar gaz türbinli motorların performansını ve verimliliğini artırmak neredeyse sadece deneysel çalışmalara bağlıydı. 1960'lı yıllarından itibaren hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin (CFD) bilgisayar gücü ile bir araya gelmesi ile bir turbomakinenin akış özellikleri daha anlaşılır ve tahmin edilebilir bir hale geldi. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümleri bilgisayar teknolojisi ile hız kazanmasıyla beraber optimizasyon çalışmalarında da önemli bir araç haline geldi. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, akış davranışının tahmin edilebilme doğruluğunu önemli ölçüde artırdı ve sonuç olarak kompresör ve türbin kademeleri veriminin iyileştirilmesinin yolunu açtı. Bilgisayar işlemcisi (CPU) ve zaman sınırlamaları nedeniyle, hesaplamalı akışkan dinamiği doğası gereği meydana gelen akış olaylarının basitleştirilmesine dayanan belirli modellerin kullanımına bağlıdır. Zamanla değişmeyen akışı varsayan kararlı durum tabanlı akış çözücülerini şekil optimizasyonu için uzun süredir kullanılmaktadır. Kararlı akış çözücülerini genellikle iyi sonuçlar sağlar ve hesaplama verimliliği için iyi bir kaynaktır. Genel olarak, optimizasyon yöntemleri geometrik parametreleri önceden ayarlanan akış parametrelerine göre değerlendirilmesinden sonra otomatik olarak değiştirme fikrine dayanır. Bu işlem daha sonra belirli bir optimum parametreler kümesi belirlenene kadar tekrarlanarak devam eder. Bu işlemlerin tekrarlanma sıklığı yani optimizasyon algoritmasının türüne göre gerekli değerlendirme sayısı ve kullanılan çözücüye bağlı olarak CPU süresi optimizasyon hesaplamasının süresini belirler. Gradyan tabanlı optimizasyon yöntemleri genellikle optimuma ulaşmanın etkili ve zamandan kazanımın en kullanışlı yollarından biridir. Gradyanların belirlenmesi birkaç farklı yolla yapılabilir fakat genellikle hesaplama açısından yoğun bir işlem hacmi gerektirir. Adjoint optimizasyon yöntemi, amaç fonksiyonunun gradyanını verimli ve hızlı bir şekilde elde edilmesini sağlar. Adjoint tabanlı optimizasyonda hesaplama süresi tasarım parametrelerinin miktarından bağımsız olacak şekilde gradyanları hesaplama yetenekleriyle öne çıkarlar, bu da adjoint tabanlı

optimizasyonu, turbomakinelerdeki optimizasyon problemleri için ilgi çekici bir hale getirmektedir. Adjoint yöntemin ayırt edici özelliği, yüzey hassasiyeti (gradyan hesaplaması) analizi maliyetinin tasarım değişkenlerinin sayısından bağımsız olması ve neredeyse akış çözümüyle aynı mertebede olmasıdır. Bu yöntem ile tasarım değişkenlerine bağlı olan hassasiyet analizinin aşırı maliyetini ortadan kaldırır ve gerçek geometrik modelin optimizasyon çalışmasında kullanılmasını mümkün kılar. Adjoint optimizasyon yöntemini uygulayan çözücü, aerodinamik optimizasyonu için çok etkili ve verimli olan bir şekil optimizasyonu sunmaktadır. Bu çalışmada, adjoint tabanlı optimizasyon yöntemi, yoğun işlem hacmi gerektiren gradyan tabanlı hesaplamaları daha kısa sürede yaparak zaman ve analiz yoğunluğu tasarrufu sağladığı düşünülerek tercih edilmiştir.

Gaz türbinli motorların kullanım alanları günümüzde oldukça yaygın olduğu için tasarım ve verimlilik çok önemlidir. Bu nedenle özellikle verimlilik üzerine önemli derecede daimi ve daimi olmayan sayısal analiz çalışmalar yürütülmektedir. Bu çalışma kapsamında deneysel çalışmalardan elde edilen veriler kullanılarak iki boyutlu 1.5 kademeli aksenal Aachen türbinin stator ve rotor kanatları optimizasyonu adjoint tabanlı optimizasyon yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Çok geniş uygulama alanlarına sahip olan gaz türbinlerinin performansı gün geçtikçe daha da önem kazandığı bilinmektedir. Gaz türbinlerinden gerekli enerji ve dolayısı ile verimi elde etmek için tüm bileşenlerin verimli çalışması ve veriminin daha da iyileştirilmesi gerekmektedir. Her ne kadar türbinler yüksek enerji dönüşümlerini sağlasalar da türbin verimini artırmak için çeşitli çalışmalar yürütülmektedir. Bu nedenle turbomakinelerde kayıp mekanizmalarının iyi anlaşılması ve bunun üzerinde çalışmalar yapılması gerekmektedir. Turbomakineleri oluşturan bileşenlerin verimliliği entropi üretimleri ile doğrudan ilişkilidir. Entropi üretimini azaltarak türbin kanatları verimini arttırmak için literatürde birçok çalışma bulmak mümkündür.

2.1. Eksenel Türbinlerde Deneysel ve Sayısal Çalışmalar

Entropi üretimini azaltmak için türbin kanatlarında oluşan kayıpları incelemek ve sonuçlarını doğru tahmin etmek gerekmektedir. Bu anlamda Thomas ve ark. yaptıkları çalışmada çok kademeli turbomakinelerde kanat sıraları arasındaki daimi olmayan akışın analizi için yeni bir üç boyutlu Navier–Stokes yöntemini sunmuştur. Bu yöntemde türbülans etkilerini de hesaba katmak için düşük Reynold sayılı bir $k-\epsilon$ türbülans modelini kullanmıştır. Thomas ve ark. bu analizde daimi olmayan akışlardan negatif jet akışları, kararlı olmayan akışların genel etkileri ve daimi olmayan akışları ürettiği kayıplara odaklanmıştır [4]. Thomas ve ark. bu çalışma kapsamında deneysel ölçümler için Aachen Teknik üniversitesi test düzenekleri ve ERCOFTAC SIG deneysel çalışması verileri kullanmıştır. Thomas ve ark. çalışmasında düşük ses altı türbinlerde akışı sayısal olarak simüle etmiştir ve entropi kontur çizgilerinin oluşan girdapların değişimi hakkında bilgi verdiğini göstermiştir. Ayrıca bu çalışma ile stator ve rotorda farklı kanattan kanada olan kesitlerdeki entropi konturları, kayıpları oluşturan etkenler hakkında ayrıntılı bilgi verebileceği göstermiştir [4].

Çok kademeli turbomakinelerde akış analizi sonuçlarını iyileştirmek için, türbülans derecesi ve stator-rotor etkileşimi nedeniyle oluşan kayıpların etkisi dikkate alınmalıdır. Çok kademeli bir turbomakinede rotor ve stator kanat profilleri arasındaki etkileşim, doğası gereği kararsız bir akış alanına neden olur. Reinmöller ve ark. yaptıkları çalışma ile 1.5 kademeli eksenel türbinde, stator kanadı profilinin saat yönünde ki hareketi sonucu oluşacak konumlarının türbin performansı üzerinde ki etkilerini araştırmıştır. Kanat sıraları arasında ki küçük eksenel boşluklar güçlü potansiyel akışları meydana getirir ve

sonuç olarak birinci statorun akış izleri rotordaki akışı etkilemektedir. Zaman ortalamalı (*time-averaged*) akış alanında ikinci kademe statorun arkasına yerleştirilen pnömatik prob lar vasıtası ile on ayrı konumunda ölçümler alınmıştır. Bu ölçümler ile ikinci kademe statorun arkasındaki minimum basınç kaybı göz önüne alınarak optimize edilmiş kanat konumu bulunmuştur [5]. Daimi olmayan akışta ise ölçümler, belirlenen üç stator konumu için prob lar yardımı ile yapılmıştır. Bulunan sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır ve üç boyutlu daimi olmayan viskoz akış hesaplamaları yapılmıştır. Bu çalışmada Reinmöller ve ark. 1.5 kademeli eksenel türbinden elde edilen verileri kullanmıştır. Deneysel çalışmada her iki stator kanadı profili için "Traupel profili" kullanılmıştır [6] ve rotor profili için yeniden tasarlanmış VKI profili kullanılmıştır. Reinmöller ve ark. çalışmalarında kullandıkları sayısal yöntem Brouillet'in [7] çalışmasına dayanmaktadır ve ikinci dereceden ayırıklaştırma yöntemi kullanmaktadır. Her kanat sırası ve akış alanı ayırıklaştırması için O-tipi ağ elemanı yöntemi kullanılmıştır. Reinmöller ve ark. bu çalışmada türbin giriş akışı, rotor girişi akışı ve ilk stator çıkışı akışı konuları ele alınarak ikinci kademe statorun on ayrı çevresel konumuna göre kanat arkasındaki akış alanı ölçümlerini yapmıştır ve stator çıkışı akış çizgilerinin rotor akış alanını doğrudan etkilediğini ortaya koymuştur [5].

Bir turbomakinenin verimliliği çalıştığı akış şartına da bağlıdır. Transonik akış şartlarında türbin verimliliğini araştırmak için Denos ve ark. Von Karman Enstitüsü (VKI)'n de basınçlı tüp test düzeneğini kullanarak türbinin çıkış kademesinde stator-rotor arasındaki etkileşimini analiz etmiştir. Bu çalışmada toplam basınç ve toplam sıcaklık, zaman-ortalamalı (*time-averaged*) ve zaman-çözümlü (*time-resolved*) olarak yüksek basınç türbin kademesi çıkışında üç farklı basınç oranı kullanılarak ölçülmüştür [11]. Bu test düzeneğinde 43 adet stator kanadı ve 64 adet rotor kanadından oluşan yüksek basınç türbin kademesi kullanılmıştır. Denos ve ark. bu çalışma kapsamında yaptıkları testleri Sieverding ve Arts [12] tarafından VKI 'de geliştirilen test düzeneği tesisinde gerçekleştirmiştir. Türbin çıkışındaki sıcaklık ve basınçtaki radyal değişimler stator ve rotor akış alanı bölgelerinden ve stator ve rotor arasındaki akış yüzeyleri etkileşiminden etkilendiğini gösterilmiştir [11].

Akışkanlar dinamiği hesaplamalarında karşılaşılan zorluklardan biride türbülanslı akışı hesaplama yöntemidir. Kalitzin ve ark. yaptıkları çalışma ile herhangi bir RANS türbülans modeline uygulanabilen yeni bir duvar fonksiyonu (*wall-function*) önermektedir [9]. Sayısal çalışmalar düz bir yüzeyde sıfır basınç gradyanında sınır

tabakası ve basınç gradyanının olduğu bir akış için ayrı ayrı yapılmıştır. Kalitzin ve ark. tarafından RANS türbülans modelinin yakın duvar bölgelerindeki davranışı da incelemiştir. Kalitzin ve ark. bu çalışmada Spalart–Allmaras, k – ω ve k – g türbülans modellerini karşılaştırmıştır. Bu karşılaştırmalı türbülans modeli çalışmasında Kalitzin ve ark. üç boyutlu, sıkıştırılamaz ve merkezi hücre SIMPLE modeline dayanan RANS akış çözücüsüne uyarlanabilir duvar fonksiyonu (adaptive wall functions) uygulamıştır [10]. Bu çalışmada RANS türbülans modellerinde yakın duvar (near wall behavior) davranışları incelemek için akışın viskoz olduğu katman ve logaritmik katmalara odaklanmıştır. Kalitzin ve ark. çalışmasında sayısal hataların duvar fonksiyonları üzerindeki etkisi araştırmış ve iyileştirmeler önermiştir [9]. Türbin kanatları üzerindeki iki boyutlu döngüsel akış hesaplamalarında Magagnato ve ark. çalışmalarında LES ile DES türbülans modellerinin tahmin kabiliyetlerini karşılaştırmıştır [13]. Magagnato ve ark. bu çalışmada Canepa ve ark. [15] VKI türbin kanadı üzerinde yaptığı çalışmalarından elde edilen detaylı ölçümleri kullanılarak deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırmıştır. Araştırmalarında sıkıştırılabilir Navier-Stokes denklemlerini çözmek için geliştirilmiş akış çözücü SPARC (Magagnato [16]) kullanmıştır. Akış alanında, girişte toplam basınç sınır koşulları, çıkışta statik basınç sınır koşullarını uygulamıştır. Periyodik sınır koşulları kullanılarak sadece bir kanat için hesaplama yapılmıştır. Magagnato ve ark. sayısal analizlerinde duvar fonksiyonu kullanmamıştır, bununla birlikte viskoz alt tabakaların çözümü için duvara yakın bölgelerde sıklaştırılmış ağ elemanları kullanmıştır. Bu çalışma, karmaşık akış alanı için hibrit bir yaklaşımın uygun olup olmadığını görmek için ve tam bir türbin kademesi veya en azından tüm bir kanattaki akış alanını tahmin etmek için kullanılıp kullanılamayacağı için yapılmıştır. Magagnato ve ark. LES türbülans modeli ile komple bir kanadın analizinin şu anda ya da en azından rutin uygulamalar için kullanılabilir olmadığını ortaya koymuştur [13].

Bir gaz türbini kademesinde türbin kanadı için Jose ve ark. üç boyutlu hesaplamaların detaylı analizini yapmıştır. Mevcut model varsayımlarının hassasiyet limitlerini ortaya koymak için deneysel ve sayısal sonuçları karşılaştırmıştır. Hesaplamalarda stator ve rotor akış alanları arasındaki etkileşim için mixing-plane metodunu kullanılmıştır. Duvar fonksiyonları kullanarak ve kullanmadan türbülans modelini hesaplamalarında uygulanmıştır. Performans değerlendirmesindeki sınırlamalar, geometri tanımlamasına, mixing-plane yaklaşımına ve kullanılan yakın duvar türbülans modeline bağlıdır. Üç boyutlu bir akış analizinde stator-rotor etkileşimini daha iyi

anlamak için daimi olmayan bir Navier -Stokes analizi ve yüksek CPU ihtiyacı gerektiği bilindiğinden [18, 19] Jose ve ark. bu yönde ki yaklaşımlarını mixing-plane ile sınırlandırmıştır [17]. Akış alanı ağ elemanları olarak O ve H tipi ağ elemanlarını kullanmıştır. Çalışmanın sonunda deneysel veriler ile sayısal verileri karşılaştırmıştır, sayısal sonuçları yüksek-Re standart k- ϵ türbülans modeli ve Spalart-Allmaras (SA) düşük-Re türbülans modelini kullanılarak elde etmiştir. Çözümlemenin ilk aşamasında kaba (*coarse*) ağ elemanları kullanılmıştır ve yakınsama problemi yaşandığı için çözümlemenin ikinci aşamasında iyileştirilmiş (*fine*) ağ elemanları kullanılmıştır. Bu çalışmada Jose ve ark. stator ve rotor kesişim (*interface*) yüzeyindeki akışın statorun firar kenarının kalınlığı ve burada oluşan girdaplı akışlardan etkilenmesinden ve yakınsama probleminden dolayı ikinci dereceden çözümleme yapmıştır [20, 9]. Jose ve ark. mixing-plane metodunu göz önünde bulundurarak yaptıkları bu çalışmada akışın iki kanat arasında düzgün bir dağılım gösterebileceğinin kanısına varmıştır. Bu yöntemi kullanarak kısmen de olsa kayıpların gerçek bir makinedeki gibi tahmin edilebileceğini söylemektedir. Bu modelleme yöntemiyle yapılan hesaplama ile daimi olmayan hesaplama arasındaki farkın çok fazla önemli olmadığını söylemiştir [17].

Kesişim yüzeylerinde gerçekleşen akış fenomeninin doğru tahmin edilebilmesi için ağ yapılarında çeşitli yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bu yaklaşımlardan biri de kayar hareketli ağ elemanları yapısıdır. Jakob ve ark. yaptıkları çalışma ile kayar hareketli ağ elemanları kullanmışlardır. Kayar ağ elemanlarını kullanarak 1.5 kademeli Aachen türbininde uygulamasını göstermiştir. Çeşitli üç boyutlu şekillerin kesişen yüzeylerinde kayar ağ elemanı yöntemi uygulanabilir [21]. Jakob ve ark. çalışmalarında iyileştirilmiş VKI tasarımına sahip stator kanatlarından, Traupel profilli [6] rotor kanatlarından ve birinci sıra stator, rotor ve ikinci sıra stator sıralamasından oluşan 1.5 kademeli Aachen türbini kullanmıştır. Deneysel çalışmalarda 36-41-36 adet olan stator-rotor-stator kanat sayıları [22] bu çalışma için stator ve rotor sayıları 38-38-38 olacak şekilde yeniden düzenlemiştir. Sayısal çalışmada, Jakob ve ark. akış alanı için stator ve rotor kanatları etrafında yapılandırılmış O-tipi ağ elemanı kullanmıştır ve diğer bölgelerde yapılandırılmamış ağ elemanları kullanmıştır. Jakob ve ark. bu çalışma sonunda kayar hareketli ağ elemanı yöntemini daimi olmayan akışlar için verimli bir yöntem olduğunu göstermiştir [21].

2.2. Eksenel Türbinlerde Optimizasyon Çalışmaları

Tarihsel gelişim ile beraber optimizasyon çalışmalarının her geçen gün daha da arttığı görülmektedir. Teknolojinin ilerlemesi ile beraber turbomakineler üzerine yapılan çalışmalar daha detaylı analizler yapılabilmesi için gelişmiş bilgisayarlar ve yazılımlar ile optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Son zamanlarda özellikle turbomakinelerde kanat optimizasyonu alanında yürütülen çalışmalarda adjoint tabanlı optimizasyon yönteminin kullanıldığı bilinmektedir.

Akışkanlar dinamiğinde adjoint yöntemini ilk olarak Pironneau [27] tanıtmıştır ve akış direncini başarılı bir şekilde azaltmıştır. Jameson, havacılık alanında adjoint yöntemini, uçak kanadının aerodinamik yüzey optimizasyonu için, kanat ve gövde kombinasyonu için ve iş jetlerine uygulamada öncülük etmiştir [26]. Son yıllarda adjoint yöntemi havacılık alanı dışında kullanılan alanlarda oldukça olgunlaşmıştır. Adjoint yöntemi sadece kanat optimizasyonunda değil aynı zamanda sayısal hata analizi, ağ yapısı (grid adaption) analizi, yapısal analizler, aeromekanik analizler ve aerodinamik gürültü analizlerinde de kullanılabilmektedir [28].

Karmaşık sınır koşulları ve kavramsal sınırlamalar nedeni ile adjoint yöntemi turbomakinelerde yaygın olarak kullanılmamıştır. Ancak son yıllarda adjoint yönteminin turbomakinelerde uygulanabilmesi adına büyük ilerlemeler kaydedilmiştir. Bu alanda ilk olarak, Wang ve He [29, 30] üç boyutlu (3D) çok kademeli bir kompresörün aerodinamik yeniden tasarımını başarılı ve verimli bir şekilde uygulamasını sağlayan adjoint yönteminde öncülük etmiştir. Frey ve ark. iki kanat sırasının yeniden tasarımını uygulamak için otomatik farklılaşma (automatic differentiation-AD) yardımı ile adjoint tabanlı bir optimizasyon kodu geliştirmiştir [31]. Weiwei Li ve ark. yaptıkları çalışma ile Lagrange çarpanı bakış açısından bir eşlenik yönteminin ilkelerini sunmaktadır. Daha sonra adjoint tabanlı optimizasyonun bir rotası olan sürekli rotayı ince katmanlı RANS denklemleri ile birleştirmiş, adjoint denklemleri ve fiziksel olmayan sınırları formüle etmiştir. Turbomakinelerde çok kademeli kanat sıraları nedeni ile, kanat sıraları arası kesişen yüzeyler için mixing-plane yöntemini açıklamış ve kullanmıştır. Akış denklemleri ve adjoint denklemlerini çözmek için kullanılan sayısal tekniklerin neredeyse aynı olduğunu ve bu denklemlerin beraber çözümü ile hesaplamaların daha verimli olduğunu belirtmiştir. Mixing-plane metodu yaklaşımını doğrulamak için 1.5 kademeli bir Aachen türbini kullanmıştır. Ardından verimliliği artırmak, kütleli akış oranını (mass flow rate) ve basınç oranını (pressure ratio) kısıtlamayı amaçlayarak 1+1 kademeli bir

türbinin doğrudan tasarımını yapmıştır [32]. Weiwei Li ve ark., daimi ve daimi olmayan sayısal çalışmaları 3DTURBO akış çözücüsü ile gerçekleştirmiştir. Bu sayısal çalışmaların detaylarını ve doğrulama çalışmasını Ji Lu Cheng ve ark. yaptığı çalışma ile açıklamıştır [33]. Fleischli ve ark. basınç tabanlı adjoint ayrıklaştırma yöntemi kullanarak 3-boyutlu kanat optimizasyonu için çalışma yapmıştır. Bu çalışmada basınç değişimlerinden dolayı oluşacak kütleli debi değişimlerinin yaşanmaması ve bağımsız bir değişken olması için kütle akısını (mass flux) optimizasyon çalışmasında sabit tutmuştur. Fleischli ve ark. kanat profilleri arasındaki kesişim yüzeyleri tanımlaması için daimi akışlar için önerilen karıştırma (mixing-plane) yüzeyi yaklaşımını kullanmıştır ve tekrar eden yüzeyleri periyodik sınır olarak tanımlamıştır. Optimizasyon sonucunda Fleischli ve ark. toplam izantropik verimde artış sağlarken genel entropi üretiminin de azaldığı sonucunu elde etmiştir [48].

Kanat optimizasyonu türbülanslı akışların yoğun olduğu sistemlerde yapılabilmesi oldukça önemli bir konudur. Bu alanda Rubino ve ark. tam türbülanslı akışlarda adjoint optimizasyon yöntemini kullanarak iki boyutlu kanat optimizasyonu çalışmaları yapmıştır ve daha sonra üç boyutlu analizlerde yaparak optimizasyonun etkilerini irdelemiştir. Adjoint optimizasyon yöntemi kullanarak elde edilen yeni kanat profili ile iki boyutlu analizler sonucunda, toplam basınç göz önüne alındığında kademe (stage) veriminin iyileştiğini göstermiştir. Rubino ve ark. bu çalışmaları hem daimi akış koşullarında hem de daimi olmayan akış koşullarında yapmıştır ve daimi olmayan akış koşullarında optimizasyon sonuçlarının daha yüksek olduğunu göstermiştir [49]. Türbin kanadı üzerinde oluşan türbülanslı akışın üretilen gücün düşmesine neden olduğu bilinmektedir. Güç üretimi için kullanılan gaz türbinlerinde üretilen gücün önemli bir bölümü türbinin son kademesinden elde edilmektedir. Üretilen güç kaybının önüne geçmek için kanat profili üzerindeki akışın iyileştirilmesi gerekmektedir. Son kademe kanat sırasının verimliliğini artırmak için Arens ve ark. kanat optimizasyonu çalışması ile transonik akış alanında oluşan enerji kayıplarını azaltmak istemiştir. Arens ve ark. optimizasyon çalışması ile kanadın firar kenarına yakın ve kanadın üst tarafında oluşan şok dalgasından kaynaklı yüksek basıncı düşürmüştür ve şok dalgasından kaynaklı kayıpları azalttığını göstermiştir [50]. Turbomakinelerde optimizasyon çalışması yapılmasında önemli bir etkende kanat çiftinin nasıl optimize edildiğidir. Bir sıra stator veya rotor kanadın mı yoksa bir kademe stator-rotor ikilisinin mi optimizasyonun yapılması daha verimli olacağı ile alakalı Rodrigues ve Marta yaptıkları çalışma ile

karşılaştırmıştır. Rodrigues ve Marta üç boyutlu bu çalışmada $k-\omega$ SST türbülans modelini ve stator-rotor kesişim yüzeyleri için karıştırma (mixing plane) yüzeyi modelini kullanılmıştır. Optimizasyon çalışmasında, stator ve rotor kanatları ile stator-rotor kademesi için kayıp katsayısı, izantropik verimlilik ve toplam basınç oranı hesaplamalarını yapmıştır [52].

Türbin kanadı optimizasyon çalışmalarında iyileştirilmesi hedeflenen kanat profilleri için amaç fonksiyonları belirlenmektedir. Gaz türbinlerinde kanat verimliliğini arttırmak için üzerinde durulması gereken önemli konulardan biri olan entropi üretimi dikkate alınmalıdır. Zeinalpour ve Mazaheri çalışmalarında adjoint optimizasyon yöntemini kullanarak entropi üretimini azaltmayı hedeflemiştir. Türbin kademesinde oluşan entropi üretimini azaltmak için amaç fonksiyonu olarak kütle ağırlıklı ortalama entropi üretimini kullanmıştır. Entropi üretimini bir taraftan azaltılırken kütleli debiye bağlı olarak türbin veriminin etkilenmemesi için analiz boyunca kütleli debinin sabit kalması sağlanmıştır. Türbin kademesi girişindeki toplam basınç ve toplam sıcaklık sabit tutularak girişteki entropi üretiminin de optimizasyon sırasında sabit kalması sağlanmıştır. Girişte toplam basınç, toplam sıcaklık ve akış giriş açısı sabit tutulmuştur. Zeinalpour ve Mazaheri yaptıkları bu çalışmada iki boyutlu sıkıştırılabilir akış ile $k-\omega$ SST türbülans modeli ve ses altı akış koşullarını kullanmıştır. Zeinalpour ve ark. optimizasyon çalışması için NASA GRC kanat yapısını kullanmıştır. Optimizasyon çalışmaları ile kütleli akışın neredeyse sabit kaldığı durumda entropi üretiminin azaldığı ve toplam basınç kaybının ise düştüğünü göstermiştir [51]. Amaç fonksiyonu genel anlamda basınç düşüşünün azaltılması veya entropi üretiminin azaltılması olarak seçilse de kanat profili boyunca basınç dağılımı ve izantropik Mach sayısı dağılımı amaç fonksiyonu olarak belirlenebilmektedir. Feng ve ark. izantropik Mach sayısı dağılımını ve basınç dağılımını amaç fonksiyonu olarak belirlemiştir ve iki boyutlu ve üç boyutlu kanat optimizasyonu çalışması yapmıştır. Elde edilen yeni kanat profili üzerindeki basınç dağılımının hedeflenen basınç dağılımına çok yakın olduğunu, boyutsuz basınç dağılımını grafikler ile göstermiştir [53]. Çok kademeli turbomakinelerde entropi üretiminin azaltılması amaç fonksiyonu olarak belirlenmesi birçok çalışmada kullanılmıştır. Lei ve ark. iki kademeli bir türbinin üç boyutlu optimizasyon çalışmasını yaparken kütleli debiyi neredeyse sabit tutmuştur ve çalışma sonucunda türbinin adyabatik verimini arttırmıştır. Lei ve ark. bu çalışmada ikinci kademe stator ile ikinci kademe rotorun optimizasyon sonuçlarını incelemiştir ve kanat kökünden ucuna doğru toplam basınç kayıp katsayısındaki azalmayı

göstermiş ve ikinci statordaki toplam basınç kayıp katsayısının ikinci kademe rotordan daha fazla olduğunu göstermiştir [54].

Tablo 2.1. *Literatür çalışması optimizasyon sonuçlarının karşılaştırmalı gösterimi*

Yazar	Problem	Optimizasyon yöntemi	Amaç fonksiyonu	İyileştirme parametresi	Sonuç
D. X Wang ve Li He	2D-Eksenel kompresör	Adjoint optimizasyon	Basınç kaybının azaltılması	Entropi üretimi	Kompresör kademesi izantropik verimi %84.91'den %88.0'a yükselmiştir.
D. X Wang ve ark.	3D-NASA rotor 67 kanadı	Adjoint optimizasyon	Entropi üretiminin azaltılması	Entropi üretimi	Rotor kanadı izantropik veriminde %1.77'lik artış sağlanmıştır.
D. X Wang ve ark.	3D-Eksenel kompresör	Adjoint optimizasyon	Entropi üretiminin azaltılması	Entropi üretimi	Eksenel kompresörün izantropik veriminde %2.47'lik artış sağlanmıştır.
Weiwei Li ve ark.	2D-Eksenel türbin	Adjoint optimizasyon	Entropi üretiminin azaltılması	Entropi üretimi	Türbinin adyabatik veriminde %0.42'lik artış sağlanmıştır.
Fleischli ve ark.	3D-Eksenel türbin	Adjoint optimizasyon	Entropi üretiminin azaltılması	Entropi üretimi	İzantropik verimde %0.31 artış, Entropi üretiminde %4.37 azalış sağlanmıştır.
Rubino ve ark.	2D-Eksenel türbin	Adjoint optimizasyon	Entropi üretiminin azaltılması	Entropi üretimi	İzantropik verimde %0.8 artış sağlanmıştır.
Arens ve ark.	2D-Eksenel türbin	Adjoint optimizasyon	Basınç kaybının azaltılması	Basınç kaybı	Şok dalgası kaynaklı yüksek basınç oluşumu düşürülmüştür
Zeinalpour ve Mazaheri	2D-Eksenel türbin	Adjoint optimizasyon	Entropi üretiminin azaltılması	Entropi üretimi	Toplam basınç kaybı %6.2'den %2.3'e kadar düşürmüştür.
Feng ve ark.	2D-Eksenel türbin	Adjoint optimizasyon	Adjoint optimizasyon yönteminin uygulanabilirliği	Mach sayısı dağılımı	Adjoint yönteminin eksenel türbinlerde uygulanabilir bir yöntem olduğunu göstermiştir.
Lei ve ark.	3D-Eksenel türbin	Adjoint optimizasyon	Entropi üretiminin azaltılması	Entropi üretimi	Türbin veriminin 0.9410'den 0.9447'ye yükseldiğini göstermiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada 1.5 kademeli Aachen türbini stator ve rotor kanatları optimizasyonu yapılmıştır. Sayısal analizler ve optimizasyon çalışmaları kapsamında kullanılan materyal 1.5 kademeli Aachen türbini deneysel çalışmalarından elde edilmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan deney düzeneği referans alınarak, iki boyutlu sayısal çalışma modelin bilgisayar destekli çizim (CAD) aracı yardımı ile tasarımı yapılmıştır. Tasarımı yapılan sayısal akış alanı modeli için birinci ve ikinci kademe stator kanadı ile rotor kanadı ve akışkanın geçtiği kabul edilen sınırlar tanımlanmıştır. Sayısal analizler için uygun sınır koşulları tanımlanmış, akış alanı sayısal modellemesi yapılmış ve sayısal çözüm ağlarının oluşturulmuştur.

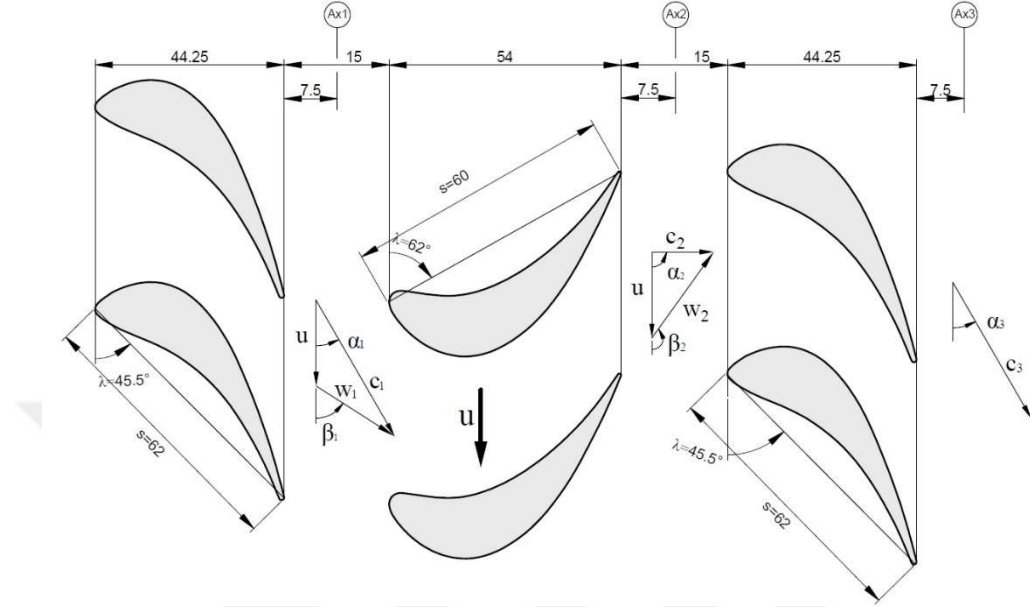
Sayısal analiz çalışmaları Ansys Fluent akış çözücüsü kullanılarak hesaplanmıştır. Sayısal akış analizleri tamamlandıktan sonra kanat optimizasyonu çalışmaları yapılmıştır. Optimizasyon çalışmaları ilk etapta birinci kademe stator kanadı üzerinde yapılmış ve ardından elde edilen yeni stator kanadı kullanılarak yeniden oluşturulan akış alanı kullanılıp rotor kanadının optimizasyonu yapılmıştır. Stator ve rotor kanatları optimizasyonu için Ansys Fluent akış çözücüsünün adjoint tabanlı optimizasyon modülü kullanılmıştır.

Stator ve rotor kanatları için yapılan optimizasyon çalışmasında en ideal basınç düşüşü için eniyilenmiş kanat profillerinin elde edilmesi amaçlanmıştır. Eniyilenmiş stator ve rotor kanatları profilleri ile sayısal analiz çalışmaları tekrarlanarak elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar değerlendirilerek türbin verimine etkisi hesaplanmıştır. İlerleyen bölümlerde optimizasyon çalışmalarının nasıl yapıldığı ve alınan sonuçlar ile alakalı detaylı anlatımlar yapılmıştır.

3.1. Aachen Türbini Kanat Tasarımı

Bu çalışma kapsamında yapılan analizlerde kullanılan Aachen türbini kanat profilleri, RWTH Aachen Üniversitesi Jet Tahriki ve Turbomakine Enstitüsü (*Institute for Jet Propulsion and Turbomachinery*) ve Von Karman Enstitüsü ERCOFTAC Test Case 6 deneysel çalışmalarında kullanılan veriler ele alınarak iki boyutlu olarak tasarlanmıştır [41]. Bu verilerden elde edilen kanat profili koordinatları bilgisayar destekli tasarım programı Catia V5 yardımı ile iki boyutlu ortama aktarılmıştır. İki boyutlu stator ve rotor kanat diziliminden oluşan akış alanı kanat tasarımı Şekil 3.1 'de

verilmiştir. Deneysel veriler kullanılarak bilgisayar destekli çizim programında oluşturulan akış alanı kanat profilleri için kullanılan ölçütler Tablo 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. İki boyutlu Aachen türbini geometrik tasarımı ve akış parametreleri gösterimi ([3] referansına göre geometri tekrar oluşturulmuştur)

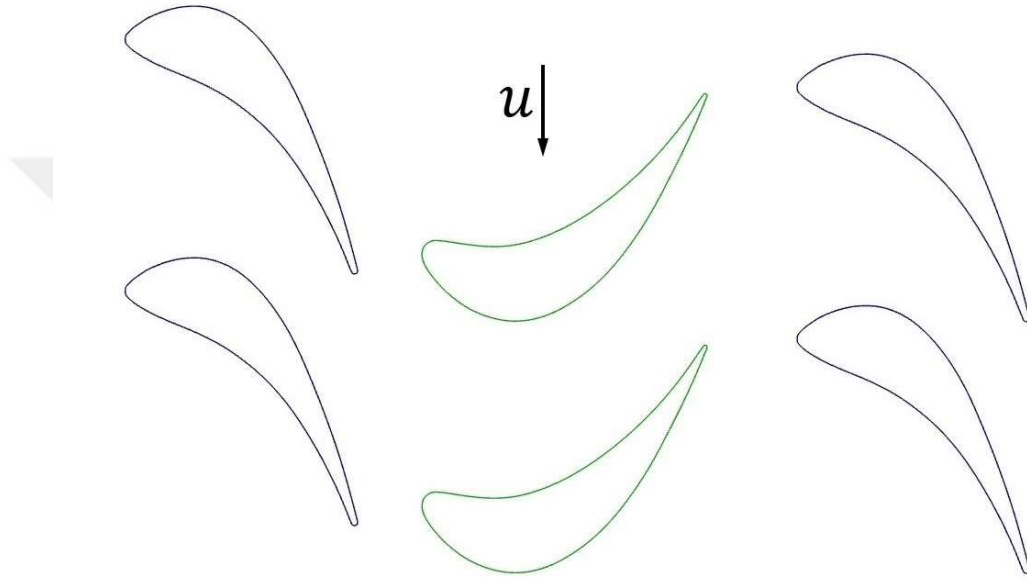
Tablo 3.1. Deneysel verilerden elde edilen stator ve rotorun tasarım değerleri [3]

Parametreler	Birinci ve ikinci sıra stator profili (Traupel profili)	Rotor profili (VKI)
Kanat ucu çapı (mm)	600	600
Kanat kökü çapı (mm)	490	490
Ortalama kanat çapı (mm)	545	545
Türbin dönüş hızı, N (dev/dk)	-	3500
Kanat yüksekliği, h (mm)	55	55
Veter uzunluğu (chord lenght), s (mm)	62	60
Kanat yüksekliğinin Veter uzunluğuna oranı (Aspect ratio) (h/s)	0.887	0,917
Kanat sayısı, N_B	36	41
İki kanat arası uzaklık, t (mm)	47.6	41.8
Katılık (Solidity) (s/t)	1.3025	1.4354
Akış açısı, α (°)	20	90
Bağıl akış açısı, β (°)	49.3	151.2

3.1.1. İki boyutlu akış alanında iki boyutlu döngüsel hızın tanımlanması

Akış alanı üç boyutlu deneysel veriler göz önüne alınarak iki boyutlu olarak tasarlanmıştır. Deneysel çalışmalardan elde edilen veriler Tablo 3.1 ‘de verilmişti, türbin

dönüş hızı 3500 devir/dakika olarak belirtilmiştir. Üç boyutlu akış alanında tanımlanan türbin rotoru dönüş hızı, iki boyutlu akış alanı tasarımında iki boyutlu döngüsel hız (*translational velocity*) olarak temsil edilmektedir. Dönüş hızının iki boyutlu temsili olan iki boyutlu döngüsel hızın nasıl elde edildiği Denklem 3.3 ile ifade edilmektedir. İki boyutlu sayısal çalışmada türbin dönüş yönünü temsilen iki boyutlu döngüsel hız yönü Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. İki boyutlu akış alanı için iki boyutlu döngüsel hız yönü gösterimi.

$$r_m = \frac{R_m}{2} \quad (3.1)$$

$$r_m = 0.2725 \text{ m} \quad (3.2)$$

$$\omega = \frac{N \left(\frac{dev}{dk} \right)}{60 \frac{s}{dk}} 2\pi \frac{rad}{dev} \quad (3.3)$$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \frac{rad}{s} \quad (3.4)$$

$$u = \omega r_m \quad (3.5)$$

$$u = \frac{2 \pi 3500 \left(\frac{rad}{s} \right)}{60} 0,2725 \text{ m} \quad (3.6)$$

$$u = 99,83 \frac{m}{s} \cong 100 \frac{m}{s} \quad (3.7)$$

İki boyutlu akış alanı için hesaplanan döngüsel hız değeri sayısal çalışmalarda $u = 100 \text{ m/s}$ olarak alınmıştır.

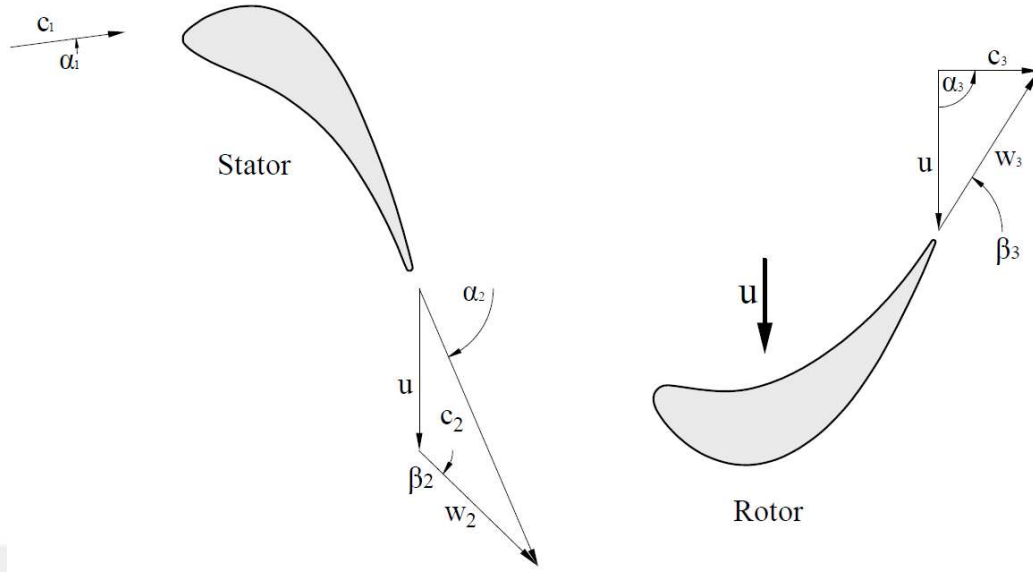
3.1.2. Aachen türbini hız üçgenleri ve parametrelerin tanımlanması

Bilindiği üzere günümüzde birçok hava aracı gaz türbinli motorlar ile çalışmaktadır. Tüm gaz türbinli motorlar, kompresör ünitesine güç veren bir türbin ünitesi içermektedir. Türbinin görevi yanma odasından çıkan yüksek enerjili gazın enerjisini işe çevirerek aynı shafta bağlı kompresöre aktarmaktır. Yanma odasından çıkan yüksek enerjili akışkan türbin kanatları boyunca ilerledikçe, akışkanın toplam entalpisi (h_0) ve toplam sıcaklığı (T_0) düşer. Bir türbinde üretilen iş ya da türbin verimliliği toplam entalpi veya toplam sıcaklıktaki değişim ile ilişkilidir. Stator ve rotor ikilisinden oluşan türbin kademesinin verimi denklem 3.8’de verilen eşitlik [55] ve birim kütle başına yapılan iş ise denklem 3.9’da verilen eşitlik ile hesaplanabilir.

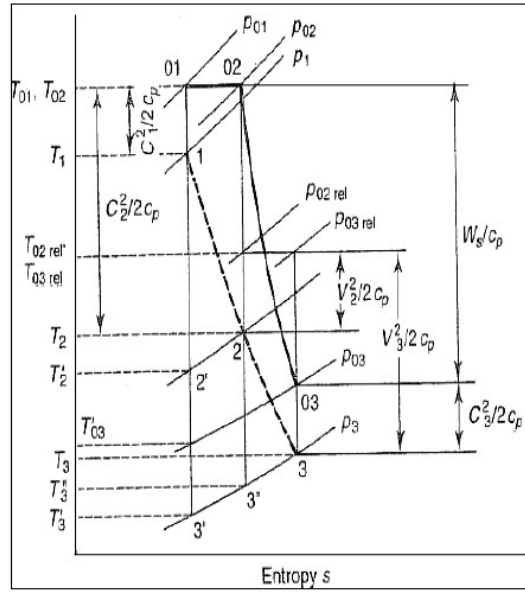
$$\eta_s = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_{3s}} = \frac{1 - \left(\frac{T_{03}}{T_{01}}\right)}{1 - \left(\frac{p_3}{p_{01}}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)}} \quad (3.8)$$

$$w = h_{01} - h_{03} \quad (3.9)$$

Burada T_{01} , T_{03} ve p_{01} , p_{03} gerçek analizde elde edilen, sırası ile birinci kademe stator girişi ve rotor çıkışında toplam sıcaklık ve toplam basıncı ve T_{3s} ise rotor kanadı çıkışında ideal koşullarda statik sıcaklık değerini göstermektedir. Benzer şekilde h_{01} ve h_{03} sırası ile birinci kademe stator girişinde ve rotor çıkışında toplam entalpi değerini göstermektedir. Toplam entalpi ve toplam sıcaklık değerlerinin referans alındığı stator ve rotordan oluşan türbin kademesi için hız üçgenleri Şekil 3.3’te gösterilmiştir. Toplam sıcaklık ve entropi değişimi Şekil 3.4’te verilmiştir.



Şekil 3.3. Stator ve rotor akış alanı hız üçgenleri



Şekil 3.4. Türbin kademesi boyunca toplam sıcaklık ve entropi değişimi [55]

3.1.2.1. Kanat yükü katsayısı ve akış katsayısı

Türbin kanadı optimizasyon çalışmalarında önemli olan konulardan biride kanat yükü (iş) ve akış katsayılarıdır. Kanat yükü katsayısı stator ve rotor kanatlarından oluşan türbin kademesinin yaptığı iş kapasitesini göstermektedir ve denklem 3.10'da verilen eşitlik ile hesaplanmıştır [58]. Akış katsayısı ise türbin kademesinin kütle akış kapasitesini göstermektedir ve denklem 3.11'de verilen eşitlik ile hesaplanmıştır.

Kanat yükü katsayısı;

$$\psi = \frac{w}{U^2} \quad (3.10)$$

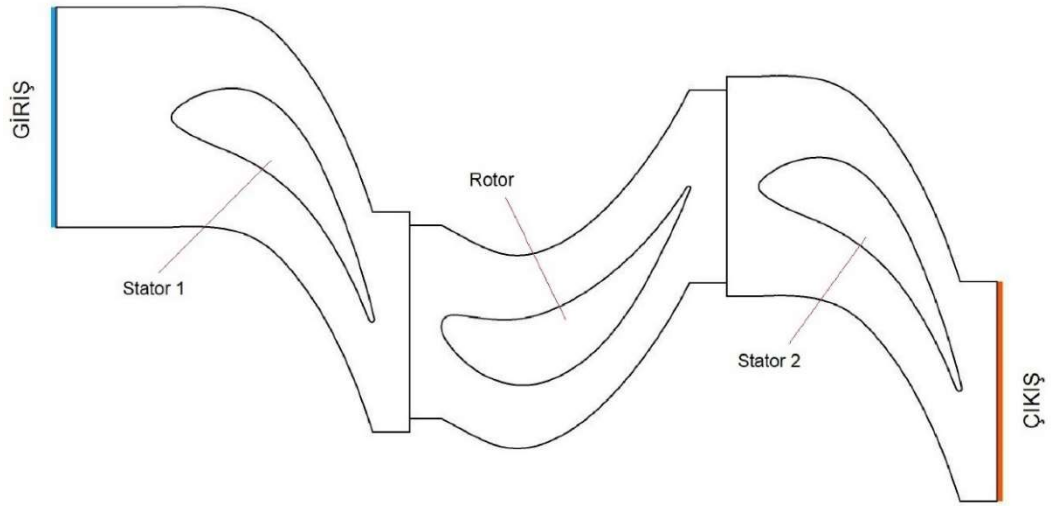
Akış katsayısı;

$$\phi = \frac{C_a}{U} \quad (3.11)$$

Burada, w ve C_a sırası ile birim kütle başına yapılan iş ve eksenel akış hızıdır.

3.2. İki Boyutlu Akış Alanının Tanımlanması

Eksenel Aachen türbini deneysel çalışmalardan elde edilen veriler kullanılarak iki boyutlu akış alanı tasarımı yapılmıştır. İki boyutlu akış alanı tasarımı stator ve rotor kanatların ortalama yarı çaptaki değerleri göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Akış alanı tasarımında kanat dizilimleri 1.5 kademeli Aachen türbininde olduğu gibi, birinci sıra stator kanadı, ardından rotor kanadı ve sonrasında ikinci sıra stator kanadı olmak üzere tasarlanmıştır. Ortalama yarıçap değeri göz önüne alınarak tasarlanan akış alanı Şekil 3.5'te gösterilmektedir. Tablo 3.1'de sayısal akış alanının modellenebilmesi için kullanılan veriler sunulmuştur.

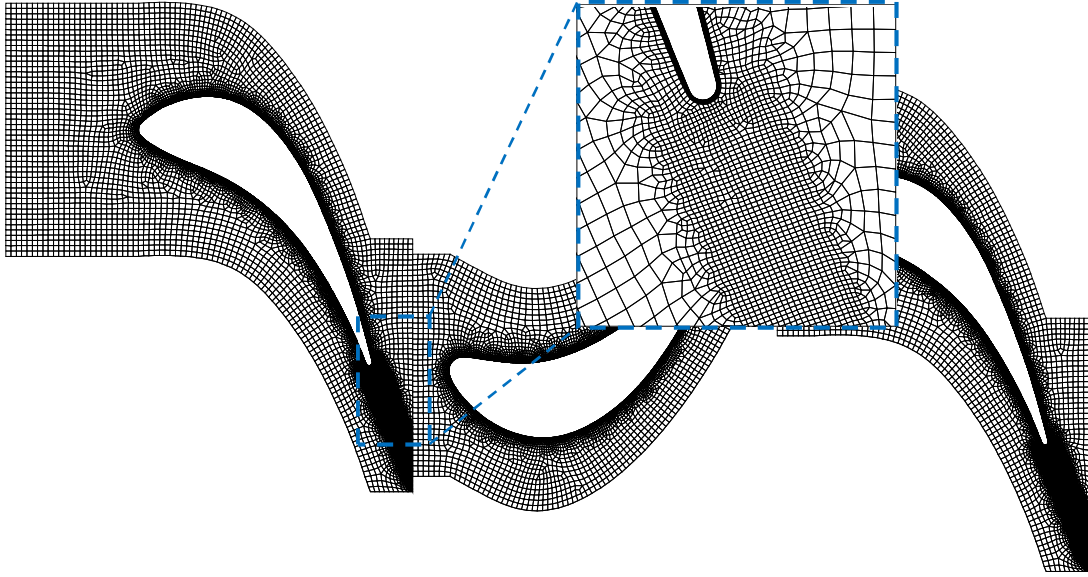


Şekil 3.5. 1.5 kademe Aachen türbini akış alanı iki boyutlu gösterimi [3].

3.3. Sayısal Çözüm Ağlarının Oluşturulması

İki boyutlu akış alanı tasarımı tamamlandıktan sonra sayısal çözümlemenin yapılacağı akış alanı için ağ yapısının belirlenmesi gerekmektedir. Sayısal çözümlemenin sağlıklı yapılabilmesi ve deneysel veriler ile desteklenebilen doğru sonuçların elde edilebilmesi için ağ yapısının şüphesiz büyük önemi vardır. Ağ elemanı yapısı

belirlenirken sayısal çalışmalar ve deneysel veriler göz önüne alınmıştır. İncelenen sayısal çalışmalarda farklı ağ elemanları kullanılmıştır, ancak genel olarak dörtgensel ağ elemanları kullanıldığı görülmüştür [45]. Bu çalışma kapsamında dörtgensel ağ elemanları kullanılarak sayısal analizler yapılmıştır. Şekil 3.6’da akış alanı ağ elemanı yapısı gösterilmiştir.



Şekil 3.6. 1.5 kademeli Aachen türbini akış alanı ağ elemanı yapısı gösterimi.

3.4. Akış Probleminin Tanımlanması

Bu çalışmada 1.5 kademeli Aachen türbini stator ve rotor kanatları ikilisi özelinde kanat profili eniyileme çalışmaları yapılması hedeflenmiştir. Kanat profili eniyileme çalışmaları, akış çözücüsü kullanılarak yapılan analizler neticesinde elde edilen veriler üzerinden ilerlemiştir. Sayısal çalışmaların yapılabilmesi için öncelikle türbin kanatlarının sayısal olarak tanımlanması gerekmektedir. Kanat profillerinden oluşan akış alanı tanımlaması yapılarak, sayısal problem için literatür araştırmalarından elde edilen bilgiler kullanılarak sınır koşulları tanımlanmıştır. Akış alanı temelde üç tane kanat profilinin ardı arkasına eksenel yönde sıralanarak oluşan 1.5 kademeli Aachen türbininin iki boyutlu olarak tanımlanmasından oluşmaktadır. İki boyutlu akış alanı, birinci sırada hareketsiz birinci kademe stator kanadı, ikinci sırada hareketli kanat olan rotor ve üçüncü sırada ise hareketsiz olan ikinci kademe stator kanadı diziliminden oluşmaktadır. İki boyutlu olarak tanımlanan akış alanı sınırları ise her kanat profili için profilin kamburluk eğrileri (*mean camber line*) göz önüne alınarak ve bu iki eğrinin arasındaki mesafe iki

kanat arası mesafe kadar olacak şekilde konumlandırılarak üst ve alt akış sınırı belirlenmiştir. Her bir kanadın bulunduğu akış alanı bölgesi o akış alanında bulunan kanat profiline özgü olarak ölçülendirilmiştir. Stator ve rotor kanat profilleri akış alanları arasında bulunan yüzeylere kesişim (*interface*) yüzeyleri denilmektedir ve bu yüzeyler akış çözücüsünde tanımlanmaktadır. Akış alanı sayısal çözümlenmesinin yapılabilmesi için gerekli olan diğer şart ise alanın uygun ağ yapısı ile tanımlanmasıdır. Gerekli sınır koşulların tamamlanmasından sonra sayısal analizler yapılarak sonuçlar elde edilmiştir.

3.4.1. Sınır tabaka kavramı

Doğada bilinen her akışkanın akmaya karşı bir direnci vardır. Akışkanların akmaya karşı göstermiş olduğu bu dirence viskozite denilmektedir ve bu durumda oluşan kuvvetlere de viskoz kuvvetler denilmektedir. Akışkanın viskozitesinin neden olduğu bu viskoz kayma kuvvetlerinin etkilerinin görüldüğü akış bölgeleri sınır tabaka olarak adlandırılmaktadır. Herhangi bir akışkan bir yüzey üzerinde hareket ederken viskoz kuvvetlerden dolayı oluşan bu sınır tabakadaki akış, laminar akış, geçiş bölgesi akışı ve türbülanslı akış olmak üzere farklı akış durumları oluşturur. Örneğin düz levha üzerinde belirli bir noktada sonsuz küçüklükteki çalkantıların büyümesi ile sınır tabaka akış rejimini laminar olarak koruyamamakta ve akış bir geçiş sürecine girmektedir. Düz ve pürüzsüz levha üzerinde geçiş bölgesi, laminar bölgeye göre daha uzundur. Düz bir levha üzerindeki akış rejiminin aksine genellikle karmaşık profillerde akışın laminar sınır tabakasından türbülanslı sınır tabakaya geçişi ani ve çok daha önce meydana gelmektedir. Yüzey pürüzlülüğü, serbest akım bozuklukları, akış kararsızlıkları, titreşim vb. faktörler laminar sınır tabakadan türbülanslı sınır tabakaya geçişi etkilemektedir [42]. Akışın sınır tabakasında gösterdiği davranış serbest akış bölgelerine göre farklı yaklaşımlar yapılarak çözümlenmesi gerekmektedir. Sınır tabaka dahilinde gerçekleşen akışın çözümlenebilmesi için farklı türbülans modelleri geliştirilmiştir.

3.4.2. Türbülans modeli

3.4.2.1. RANS türbülans modeli

Navier-Stokes denklemleri sıkıştırılabilir akışlarda türbülanslı akışın çözümlenebilmesi için matematiksel bir tanım sağlar. Ancak akışlarda türbülansın varlığı akış simülasyonunun tam olarak yapılamamasına neden olmaktadır. Doğrudan sayısal simülasyon (DNS) olarak adlandırılan simülasyon yöntemi hesaplamalı akışkanlar

dinamiğinde Navier-Stokes denklemlerinin herhangi bir türbülans modeli olmadan sayısal olarak çözüldüğü bir yaklaşımdır. Bu durum, türbülansın tüm uzamsal ve zamansal ölçeklerinin çözülmesi gerektiği anlamına gelir. Modern süper bilgisayarların yüksek performansına rağmen, DNS yaklaşımı yalnızca düşük Reynolds sayılarında nispeten basit akışlar için uygundur.

Pratik mühendislik problemlerinde, türbülansın ortalama nicel etkileri, hesaplanması zor veya mümkün olmayan türbülansın anlık nicel etkilerinden daha önemli bir rol oynar. Bu nedenle, Navier-Stokes denklemindeki akış alanı değişkenleri, Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) denklemleri olarak adlandırılan, ortalama ve sıfır ortalamaya sahip dalgalanan kısmın toplamı olarak ifade edilir. RANS denklemleri çoğunlukla Navier-Stokes denklemleriyle aynıdır. RANS denklemlerinde değişkenler zaman ortalomalı (time-averaged) terim dışında kalan değerlerin ortalamasıdır. Zaman ortalomalı (time-averaged) terimi Reynolds stresi olarak adlandırılır, çünkü ortalama akış üzerindeki etkisi stres terimine benzer. Bu terim, dalgalanan iki hızın çarpımının ortalaması olmasına rağmen, dalgalanan hızlar arasında bir otokorelasyon varlığından dolayı sıfıra eşit değildir. Reynolds gerilme teriminin varlığı, RANS denklemlerinde bilinen kapanma problemine neden olur. Denklemleri kapatmak için Reynolds stres teriminin ortalama akış değişkenleri cinsinden modellenmesi gerekir. RANS denklemlerini kapatmak için geliştirilen bu modellere türbülans modelleri denir. Otomatik olarak geçiş başlangıcını tahmin etmek için türbülans modelleri, laminlerden türbülansa geçiş alt modeliyle birleştirilebilir. Reynolds ortalomalı Navier-Stokes (RANS) denklemlerinde tahmin yöntemlerinin uygulanması ve türbülanslı girdap viskozitesinin modellenmesi akış çözümlerinin doğruluğunu artırabilir. RANS denklemlerindeki girdap viskozitesi, cebirsel, tek denklemlilik ve iki denklemlilik modeller gibi farklı türbülans modelleri kullanılarak hesaplanabilir. Türbülanslı akışların simülasyonunda bu modellerin doğruluğu, hesaplama maliyeti ve kapasitesi farklıdır. Bu çalışmada iki denklemlilik $k - \omega$ SST türbülans modeli kullanılmıştır.

3.4.2.2. SST $k - \omega$ türbülans modeli

Menter tarafından önerilen SST $k - \omega$ türbülans modeli çok popüler hale gelen iki denklemlilik bir girdap viskozite (eddy-viskozite) modelidir [14]. Kayma gerilimi aktarımı (SST) formülasyonu, iki farklı akış alanını birleştirmede oldukça başarılı olduğu bilinmektedir. Sınır tabakanın iç bölgelerinde $k - \omega$ formülasyonunun kullanılması bu

modeli viskoz alt tabaka boyunca duvar sınırına kadar doğrudan kullanılabilir hale getirir. Bu nedenle SST k- ω modeli, herhangi bir ekstra sönümlerme işlevi olmadan düşük Reynolds sayılı türbülans modeli (Low-Re turbulence model) olarak kullanılabilir. SST k- ω türbülans modeli için kullanılan denklemler aşağıdaki gibidir [14].

Kinematik viskozite;

$$\nu_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (3.12)$$

Türbülans kinetik enerji;

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.13)$$

Spesifik yayılım oranı;

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \\ & = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Yardımcı denklemler;

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (3.15)$$

$$P_k = \min \left(\tau_{i,j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right) \quad (3.16)$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega,2} k}{CD_{k\omega y^2}} \right] \right\}^4 \right\} \quad (3.17)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (3.18)$$

$$\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1) \quad (3.19)$$

Kapanış katsayıları;

$$\alpha_1 = \frac{5}{9}, \quad \alpha_2 = 0.44 \quad (3.20)$$

$$\beta_1 = \frac{3}{40}, \quad \beta_2 = 0.0828 \quad (3.21)$$

$$\beta^* = \frac{9}{100} \quad (3.22)$$

$$\alpha_{k1} = 0.85, \quad \alpha_{k2} = 1 \quad (3.23)$$

$$\alpha_{\omega1} = 0.5, \quad \alpha_{\omega2} = 0.856 \quad (3.24)$$

Ayrıca kayma gerilimi aktarım (shear stress transport – SST) formülasyonu serbest akış bölgelerinde bir k-ε modeli davranışı gösterir ve böylece modelin giriş serbest akışında k-ω modelinin türbülans özelliklerine çok duyarlı olduğu yaygın problemini ortadan kaldırır. SST k-ω modeli, durgunluk bölgeleri ve güçlü ivmeye sahip bölgeler gibi büyük normal gerilmeye sahip bölgelerde büyük türbülans seviyeleri üretir. Bu eğilim, normal bir k-ε modelinden çok daha az belirgindir.

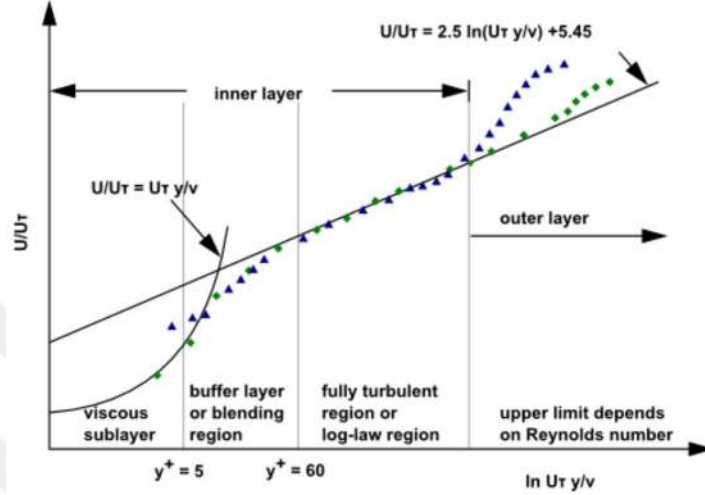
SST k-ω türbülans modeli sınır tabakası dahilinde olan akış bölgelerinde k-ω modeli gibi davranıp duvar fonksiyonu kullanmakla beraber, serbest akış bölgelerinde ise k-ε modeli gibi davranarak duvar fonksiyonu kullanmadan çözümleme yapmaktadır.

3.4.3. Duvar fonksiyonları

Akış analizi problemlerinde önemli bir diğer konu ise, duvar olarak tanımlanmış bir yüzey üzerinde gerçekleşen herhangi bir akışın davranışdır. Duvar yüzeyinde gerçekleşen akış fenomenin tam ya da yakın çözümü için bazı yaklaşımlar geliştirilmiştir. Duvara yakın bölgeyi modellemek için genel olarak iki ayrı yaklaşım geliştirilmiştir. Birinci yaklaşımda duvar üzerinde viskoziteden etkilenen viskoz alt katmanı ve tampon katmanı çözülmez. Bunun yerine viskoziteden etkilenen bölgeyi, duvar ile tam türbülanslı bölge arasında köprülemek için “duvar fonksiyonları” adı verilen yarı ampirik formüller kullanılmaktadır. Bu yaklaşımın kullanılması, duvarın varlığını hesaba katmak için türbülans modellerini değiştirme ihtiyacını ortadan kaldırır. Diğer bir yaklaşım ise viskoziteden etkilenen bölgenin viskoz alt tabaka dahil olmak üzere duvara yakın bir ağ modeli ile çözülmesini sağlamak için türbülans modellerini uyarlar. Bu yaklaşım yakın duvar modeli (near-wall modeling) olarak adlandırılmaktadır.

Bir yüzey boyunca akan bir sıvı, yüzey üzerinde akarken akış boyunca bir sınır tabakası oluşturur. Duvar yüzeyinde oluşan kayma gerilmelerinden kaynaklı yüzeye yakın yerlerde akış hızı sıfırdır ve akışkanın hızı serbest akış bölgesine ulaşana kadar logaritmik olarak artar. Yüzeyde oluşan bu türbülanslı akış katmanı, laminar katman, türbülanslı katman ve hem türbülanslı hem de laminar katmanların karışımından oluşan

katman olmak üzere üç kısma ayrılabilir. Şekil 3.7’de gösterildiği gibi duvar yüzeyine yakın akış, viskoz alt katman (viscous sublayer), tampon katman (buffer layer) ve tamamen türbülanslı gecikmeli katman (fully turbulent lag-law layer) olmak üzere üç bölgeye ayrılmaktadır.



Şekil 3.7. Duvar fonksiyonu [34]

X eksenini boyunca boyutsuz duvar mesafesi 3.25 denkleminde tanımlanmıştır.

$$y^+ \equiv \frac{y u_\tau}{\nu} \quad (3.25)$$

ya da,

$$y^+ \equiv \frac{y \rho u_\tau}{\mu} \quad (3.26)$$

Burada u_τ sürtünme hızı, ν kinematik viskozite, μ dinamik viskozite ve y birinci hücrenin yüksekliğidir.

$$u_\tau \equiv \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.27)$$

Duvar sınır tabakası için yüksek kaliteli sayısal sonuçlar elde etmek ancak sınır tabakasının genel çözünürlüğü yeterli olması durumunda mümkün olacaktır. Sınır ağ tabakasının genel çözünürlüğünün yeterli olması belirli bir y^+ değerine ulaşmaktan daha önemlidir. Duvar üzerindeki bir sınır tabakasını doğru bir şekilde kaplamak için en az hücre sayısının 10 civarında olması gerekir, bu değer 20 dolayında olması daha makbuldür [34]. Sınır tabakası çözünürlüğünde yapılan bir iyileşmenin yalnızca duvar

normali yönünde bir ağ iyileştirmesi gerektirmektedir. Sınır tabakasına yakın bölgenin daha doğru çözümlenmesi demek çözümleme süresinin ve maliyetinin artması anlamına gelir.

Yapılandırılmamış ağlarda sınır tabakasının daha doğru çözümleme yapılabilmesi için duvara yakın ağ bölgelerinin 10-20 veya daha fazla katman içeren prizma yapılarının olması önerilmektedir. Her prizma katmanının kalınlığı yaklaşık olarak 15 ya da daha fazla düğümü kapsamalıdır [34]. Sınır tabakası y^+ değeri için incelenen çalışmalar da y^+ değeri genellikle 30 ile 300 arasında tutulmaya çalışıldığı görülmüştür [9, 17]. Bu çalışma kapsamında y^+ değeri 100'ün altında tutulmaya çalışılmıştır.

3.4.4. Sınır koşulların tanımlanması

İki boyutlu sayısal problemin çözümü için sınır koşulları tanımlaması yapılması gerekmektedir. Eksenel türbinler hareketli ve sabit kanat sıralarından ve her kademedede birden fazla kanat sayısından oluşan bir yapıya sahiptir. Her kademedede bulunan kanat sayısı hareketli ve sabit olmasına bağlı olarak değişmekle birlikte kademe sayısı arttıkça da kanat sayısı artmaktadır. Böyle bir durumda üç boyutlu bir analizi yapmak hem daha maliyetli hem de daha fazla zaman alacağından dolayı sayısal çalışmaların iki boyutlu olarak yapılması tercih edilmektedir. İki boyutlu yapılan sayısal analizlerde üç boyutlu yapılan sayısal analizler ile yakın sonuçlar almak için periyodik sınır şartı tanımlanmaktadır. Her bir stator ve rotor kanadının akış alanı alt ve üst sınırları için profilin kamburluk eğrileri (*mean camber line*) göz önüne alınarak üst ve alt akış sınırları belirlenmiştir. Akış çözücüsünde akış alanı alt ve üst sınırları periyodik sınır olarak tanımlanmıştır.

Akış alanı sayısal çözümlemesi yapılmadan önce tanımlanması gereken bir diğer sınır şartı ise akış alanı giriş ve çıkışlarında hangi sınır şartların kullanılacağına belirlenmesidir. Bu çalışmada akış alanı sınır şartları belirlenirken giriş sınır şartı olarak *girişte hız (velocity inlet)* ve çıkış sınır şartı olarak ise *çıkışta basınç (pressure outlet)* kabul edilmiştir. Giriş ve çıkış sınır şartları olarak belirlenen değerler deneysel çalışmalardan elde edilmiştir. Deneysel çalışmalardan elde edilen veriler Tablo 3.2'de verilmiştir.

Tablo 3.2. Deneyisel çalışmalardan elde edilen sayısal analiz problem için giriş hızı ve çıkış basıncı sınır şartları verileri [5]

Parametre	Giriş	Çıkış
Hız (m/s)	45.5 (Mach sayısı = 0.13)	—
Basınç (atm)	1.653	1.091
Sıcaklık (K)	306	291

3.4.5. Kesişen (interface) yüzeylerin tanımlanması

Turbomakinelerde üzerinde durulması gereken konulardan biride farklı iki akış alanı arasındaki geçiş bölgeleridir. Bu bölgeler genellikle akış çözücü programlarda kesişen (*interface*) bölgeler olarak adlandırılmaktadır. Turbomakinelerde stator kanadı akış alanı ile rotor kanadı akış alanı arasında kalan bölgeyi tanımlarken kesişen bölgeler yaklaşımından faydalanılmaktadır. Kesişen bölgeler yaklaşımı iki ayrı akış alanı arasında interpolasyon yöntemine dayanan bir yaklaşım yaparak bir bölgeden diğer bölgeye akış bilgilerinin belli sınırlar ve yaklaşımlar çerçevesinde aktarılmasını sağlar. Genellikle kesişen bölgeler yaklaşımı için, bir sabit ve bir hareketli kanat diziliminden oluşan eksenel türbinlerde daimi akış koşulları kabulünde kullanılan iki yaklaşım vardır. Bunlardan birincisi, akış çözücüsünün otomatik (auto create) ya da manuel yapılan ayarların kendi belirlediği sınırlar çerçevesinde aktarımı sağlayan yöntemdir. Ancak otomatik ya da manuel yöntem ile kesişen bölgelerin tanımlanması durumunda kesişen bölgeler olarak tanımlanacak yüzeylerin geometrik ölçü olarak tam örtüşmesi gerekmektedir. Aksi durumda kesişen bölgelerde tam bir çözüm sağlanamamaktadır. Tam olarak örtüşmeyen geometrik yüzeyleri Fluent akış çözücüsü analizler esnasında duvar olarak kabul etmektedir [34]. Diğer yöntem ise yine akış çözücüsü içerisinde tanımlanmış fakat otomatik olma yerine kullanıcının yapması gereken bir ayar olan karıştırma düzlemi (mixing plane model) yöntemidir. Bu iki yöntem arasında yapılan çalışmaya göre bazı farklılıklar olduğu bilinmektedir. Bu yaklaşımlar yanında kullanılan diğer iki yaklaşımda çoklu referans çerçevesi (MRF) ve kayan ağ (sliding mesh) modelleridir.

3.4.5.1. Karıştırma yüzeyi yaklaşımı (mixing plane model)

Daimi akış kabulü koşullarında Ansys Fluent'te karıştırma düzlemi modeli, birbirine göre göreceli hareket halindeki bir veya daha fazla bölge ile etki alanlarından oluşan akışı simüle etmek için çoklu referans çerçevesi (MRF) ve kayan ağ (sliding mesh)

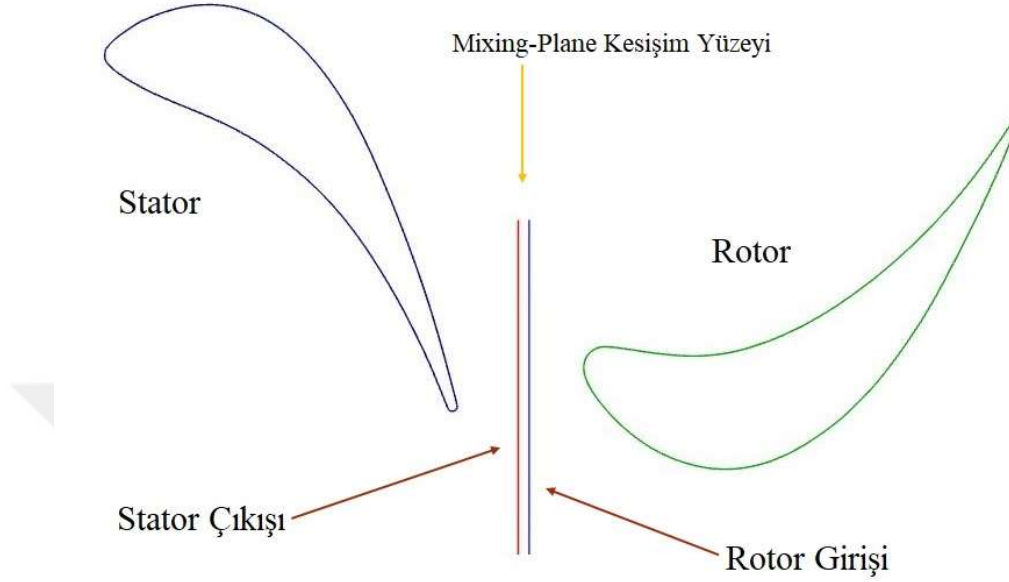
modellerine alternatif bir yaklaşım sunar. MRF modeli, sıralı hareketli ve sabit bölgeler arasındaki arayüzdeki akış neredeyse tekdüze olduğunda uygulanabilir. Bu arayüzdeki akış tekdüze değil ise MRF modeli fiziksel olarak anlamlı bir çözüm sağlamaz. Kayan ağ modeli bu gibi durumlar için uygun olabilir, ancak birçok durumda kayar ağ kullanmak pratik değildir. Örneğin, çok kademeli bir turbomakinede genellikle kanat sayısı her kanat sırası için farklı olduğundan çevresel periyodikliği korumak için çok sayıda kanat geçişi gerekmektedir. Ayrıca, kayan ağ hesaplamaları daimi olmayan akışlar için kullanılan bir yaklaşım olduğu için zorunlu olarak kararsızdır ve bu nedenle nihai, zamana bağlı periyodik bir çözüm elde etmek için önemli ölçüde daha fazla hesaplama gerektirir. Daimi akışlarda kayan ağ modelinin kullanılması mümkün olmadığından karıştırma düzlemi modeli daha uygun maliyetli bir alternatif olmaktadır. Karıştırma düzlemi yaklaşımında her akışkan bölgesi bir kararlı durum problemi olarak ele alınır. Bitişik bölgelerden gelen akış alanı verileri karıştırma düzlemi arayüzünde uzamsal olarak ortalaması alınmış veya "karıştırılmış (mixed)" sınır koşulları olarak geçirilir. Bu karıştırma modeli geçişten geçişe olan akış alanındaki çevresel değişimler nedeniyle ortaya çıkabilecek akış bozukluklarını (şok dalgaları, ayrılmış akış gibi) ortadan kaldırır ve böylece daha kararlı durum sonucu verir [34].

3.4.5.2. Rotor ve stator ikilisi etkileşim yüzeyinin tanımlanması

Eksenel bir turbomakinede kanat dizilimi olan stator ve rotor ikilisinden oluşan akış alanı Şekil 3.8’de şematik olarak gösterilmiştir. Her iki kanat dizilimi için iki kanat arasında bulunan yüzey periyodik sınırlar içerir. Stator ve rotor ikilisinde akış iki ayrı akış alanından oluşmaktadır. Stator ve rotorun dizilim sırası karıştırma modelinde isteğe bağlı olarak değişebilir, farklı dizilim sıraları içinde aynı yaklaşım geçerlidir.

Sayısal çalışmada stator ve rotorun bulunduğu alanlar ayrı ağ yapısı ile temsil edilmektedir. Bu alanlar arasındaki akış bilgisi, karıştırma düzlemi modeli kullanılarak karıştırma düzlemi arayüzünde Şekil 3.8’de gösterildiği gibi birleştirilmektedir. Bu yöntem ile istenilen sayıda kanat dizilimine sahip olan bir turbomakine kullanılabilir. Stator ve rotor geçitlerinin her birinin kendi giriş ve çıkış sınırları olan ayrı akış alanı bölgeleri olarak tasarlanmaktadır. Karışım düzlemi yaklaşımını arkasındaki temel fikir her akışkan bölgesinin ayrı ayrı kararlı durum (steady-state) problemi olarak çözülmesidir. Akış çözücüsü tarafından öngörülen iterasyon aralıklarında karıştırma düzlemi

arayüzündeki akış verilerinin hem stator çıkışı hem de rotor giriş sınırları üzerindeki çevresel yönde ortalaması alınmaktadır.



Şekil 3.8. Eksenel turbomakinelere rotor ve stator kesişim yüzeyi gösterimi [34]

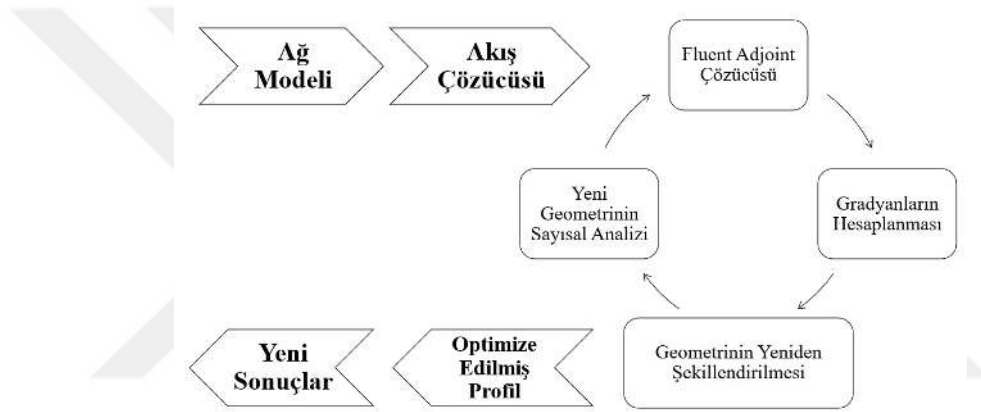
Bu yaklaşımda çevresel yönde ortalaması alınan verilerin kullanılması için karıştırma düzlemi arayüzünde belirli sınır koşulu tiplerinin tanımlanması gerekmektedir. Bir akış alanı çıkışı sınır bölgesinden çıkan akışkanın bir diğer akış alanı giriş sınır bölgesi ile bağlanmasına "karıştırma düzlemi çifti" denir. Karıştırma düzlemi çifti için stator akış alanı çıkışı sınır koşulu olarak *çıkışta basınç (pressure outlet)* ve rotor akış alanı giriş sınır koşulu olarak da *girişte kütleli akış (mass flow inlet)* olarak belirlenmiştir [34].

3.5. Genel Optimizasyon Yaklaşımı

Aachen türbin kanatları üzerinde izlenen optimizasyon prosedüre genel bir bakış Şekil 3.9'da görülmektedir. Optimizasyon ile kanat profilleri üzerinde amaçlanan değişimi elde etmek için, değer fonksiyonunun tasarım değişkenlerine göre gradyanı, hem akış (*Navier-Stokes denklemleri*) hem de adjoint simülasyonu tamamen yakınsadığında hesaplanarak elde edilir. Adjoint analizleri sırasında hesaplanan hassasiyet alanına bağlı olarak, optimizasyon yapılmak istenen kanat profilinin sınırını ve ağ hücrelerini içe veya dışı doğru değiştiren biçim değiştirme aracı uygulanır. Aşağıda, temel alınan profilin akış

simülasyonu ve biçim değiştirme aracının optimum çözüm elde edilene kadar yinelemeli olarak nasıl çalıştığı gösteren eşlenik döngü yer almaktadır.

Optimizasyon bittiğinde, değişime uğramış kanat profili koordinatları akış çözücüsünden dışa aktarılır, bu koordinatlar CAD (Catia V5) programı yardımı ile Ansys Meshing modülüne tekrardan aktarılacak üzere yeniden tasarlanır. Ortaya çıkan bu yeni kanat profili tekrar Ansys Meshing kullanılarak akış alanı ağ yapısı oluşturulur. Ağ yapısı oluşturulan yeni kanat profili tekrar Ansys Fluent'e aktarılıp sayısal çözümleme yapılarak sonuçlar değerlendirilir. Bu döngü aşağıda Şekil 3.9'da açıklanan metodolojiyi göstermektedir.



Şekil 3.9. Optimizasyon metodolojisi

Bu çalışma esas olarak, Fluent Adjoint yöntemini kullanarak kanat profili eniyilemesi amacına dayanmaktadır. Eniyilenmiş kanat profilini elde etmek için yukarıda temsil edilen döngünün yinelenmesi gerekmektedir. Her döngü sonunda amaçlanan iyileştirilmiş kanat profiline bir adım daha yaklaşılmaktadır.

3.5.1. Optimizasyon yöntemleri

Temelde mühendislik alanında kullanılan optimizasyon yöntemleri kombinasyonel (*combinatorial*) ve sürekli (*continuous*) optimizasyon yöntemleri olarak iki ayrı yaklaşımdan türemektedir. Mühendislik tasarımı optimizasyonu bağlamında kullanılan birçok optimizasyon tekniği vardır. Son zamanlarda bu optimizasyon teknikleri arasında önde gelenlerin bazıları ise, bütünsel arama yöntemlerinden (*global search methods*) olan genetik algoritma (*Genetic algorithms, GA*), parçacık sürü optimizasyonu (*Particle swarm optimization, PSO*), benzetimli tavlama yöntemi (*Simulated annealing, SA*), yanıt

yüzey yöntemi (*Response surface methodology, RSM*), ve bölgesel arama yöntemi (*Local search method*) olan gradyan tabanlı (*Gradient based, GB*) yaklaşımlardır [23]. Genetik algoritma (GA), biyolojik sistemlerden esinlenen popülasyon tabanlı sezgisel bir yöntem olup evrimsel algoritmalara dayanmaktadır [24]. Parçacık sürü optimizasyonu algoritması (PSO) ise işbirlikçi grup zekâsı kavramlarını kullanan popülasyon tabanlı bir meta-sezgisel arama tekniğidir. Burada parçacık, bir sürüdeki bireyi temsil eder. Bir sürüdeki her parçacık, kendi veya bilişsel zekasını ve sürünün kolektif veya grup zekâsını kullanarak dağıtılmış bir şekilde davranır [25]. Bu nedenle, bir parçacık yiyeceğe giden iyi bir yol keşfederse, sürünün geri kalanı da sürüde konumları çok uzakta olsa bile anında iyi yolu takip edebilecektir. Benzetimli tavlama yöntemi (SA), bir parçacık sisteminin güçlü bir kristal yapıya ulaşılan kadar yavaş yavaş soğuyan davranışını taklit eder. SA yöntemi, rastgele arama kullanan ve global optimum çözümü bulabilen bir optimizasyon algoritmasıdır [43]. Yanıt yüzey yöntemi (RSM), proseslerin iyileştirilmesi için gerekli istatistiksel ve matematiksel tekniklerin bir arada kullanılarak ve bir diğer deyişle denemelerin optimum koşullara ulaşması olarak ifade edilen optimizasyon yöntemi olarak tanımlanmaktadır. Yanıt yüzey yöntemi, deneysel yöntemlerden elde edilen stratejileri, prosesin bağımsız değişkenlerinin deneysel uzayını araştırmak, sistemin yanıtı ve sistem üzerinde etkili olan bağımsız değişkenler arasında yaklaşık bir ilişki geliştirmek için kullanılan istatistiksel modellemeyi ve proses değişkenlerinin sistemin yanıtında istenilen değerleri bulmak için optimizasyon yöntemlerini içerir [44].

Aerodinamik şekil optimizasyon problemlerinde, incelenen nesneler, amaç fonksiyonlarının birinci dereceden türevleri, yani tasarım hassasiyetleri kullanılarak gradyan arama şemaları uygulanarak ayrı ayrı optimize edilen bazı küçük parçalara bölünür. Genel olarak, aerodinamik optimizasyon, birçok tasarım değişkeni ile doğrusal olmayan denklemlerin çözülmesini gerektirir. Çözüm çok modlu ve çözülmesi zor olduğundan gradyan tabanlı bir optimizasyon büyük olasılıkla birinci dereceden türevin yerel bir ekstremum değeri ile sonlanabilmektedir. Buna karşın sezgisel yöntemler rastgele bir operatör kullanır ve yerel bir ekstremuma takılma olasılığından kaçınılmış olur ve bu da onu seçilen tasarım alanı içinde global optimizasyon sonucuna ulaştırır. Ancak, sezgisel yöntemler yakınsama sağlamak için bazen binlerce analiz gerektiren pahalı bir optimizasyon aracı olarak kabul edilebilir ve uygulanması mevcut bilgisayar gücü ile pratik değildir [23]. Diğer yandan gradyan tabanlı optimizasyon yöntemlerinden biri olan adjoint optimizasyon yöntemi doğrusal olmayan denklemlerin ayrıklaştırması

ilkesine dayanmaktadır. Adjoint optimizasyon yöntemi, kısmi diferansiyel denklem formundaki akış denklemleri önce ayrıklaştırır ve ardından doğrusallaştırma yapılmakta ve adjoint formülasyonu türetilmektedir [29]. Adjoint tabanlı optimizasyon yaklaşımında, adjoint formüllerini ayrıklaştırma ve doğrusallaştırma işleminden sonra türetildiği için göreceli olarak diğer optimizasyon yöntemlerinden daha hızlı yakınsama sonucu verdiği bilinmektedir.

3.6. Akışı Yöneten Denklemler

Stator ve rotor etkileşiminden oluşan Aachen türbini kanat optimizasyonu analizi çalışmasında sayısal analizler, daimi (*steady*) akış, ideal gaz kabulü, sıkıştırılabilir akış, viskoz akış ve izotermal akış varsayımına dayanmaktadır. Sayısal analizin temel aldığı akış denklemleri aşağıda verilmiştir [57].

Genel süreklilik denklemi,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (3.28)$$

İki boyutlu hız ifadesi,

$$U = U(u, v) \quad (3.29)$$

olarak tanımlanmaktadır.

İki boyutlu sıkıştırılabilir daimi akış için süreklilik denklemi aşağıda denklem 3.30'daki gibi düzenlenebilir.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (3.30)$$

Akış alanı Newton akışkanı (Newtonian fluid) tarafından tanımlanmıştır ve sonlu hacimler yönteminin uygulanabilmesi için Navier-Stokes denklemleri aşağıdaki biçimde yazılabilir [57],

$$\rho \frac{DU}{Dt} = -\nabla \cdot P + \nabla \tau + \rho \cdot g \quad (3.31)$$

$$\frac{Du}{Dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.32)$$

$$\frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \quad (3.33)$$

$$g = g(f_x, f_y) \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial y} + \rho \cdot f_x + \rho \cdot f_y \end{aligned} \quad (3.35)$$

burada, $\bar{\tau}_{ij}$, viskoz gerilim bileşenlerini temsil etmektedir.

3.7. Adjoint Optimizasyon Yöntemi

Adjoint tabanlı çözücü, bir akışkan sisteminde detaylı yüzey hassasiyeti verileri sağlayarak mevcut sistemin verimini artırmak için geleneksel bir akış çözücüsü tarafından elde edilen analizin kapsamını genişleten özel bir araçtır. Adjoint çözücüsü, aynı anda birden fazla girdi parametresini tek bir hesaplama yolu ile tek bir gözlemlenebilir (*observable*) büyüklüğün türevini hesaplayarak önemli bir sonuç ortaya koymaktadır. Başka bir deyişle, sistemin geometrik şekline göre türevleri bulunmakta ve bu sonuçlar akışkan sistemindeki yüzey hassasiyetlerini anlamamızda önemli bilgiler sağlamaktadır. Adjoint çözümü yakınsadığında, gözlemlenebilir büyüklüğümüzün geometri yüzeyindeki her bir noktasının konumuna göre türevi kullanılabilmekte ve gözlemlenebilir büyüklüğün belirli sınır koşulu ayarlarına duyarlılığı bulunabilmektedir. Elde edilen bu veriler kullanılarak sistem verimi üzerinde önemli ölçülerde değişiklikler sağlanmaktadır. Gözlemlenebilir büyüklük, bir kanat profilindeki kaldırma veya sürüklenme kuvveti ya da bir sistemdeki toplam basınç düşüşü gibi sistem performansının bir ölçüsü olabilir.

Örneğin bir uçak kanadı profili üzerindeki her bir noktanın, yüzey normali yönünde belirli küçük bir mesafe boyunca sırayla hareket ettirildiğini ve bunun sonucunda akışın ve sürüklenme kuvvetinin yeniden hesaplandığı bir dizi akış hesaplamasını ele alalım. Böyle bir durumda yüzey üzerinde N tane nokta varsa, veri setini oluşturmak için yine N tane akış hesaplaması gerekir. Bu verilerin tek bir hesaplama yöntemi ile hesaplandığı düşünüldüğünde adjoint tabanlı çözücü yaklaşımı önemli derecede avantaj sağlamaktadır. Basit bir üç boyutlu akış hesaplaması için bile sadece bir yüzeyde binlerce koordinat olabilmektedir. Bir optimizasyon yönteminin faydasını tanımlayan en önemli faktör, belirlenen bir geometrinin çoklu şekil değişimleri gibi birçok tasarım değişkenlerini aynı anda yönetebilme kabiliyetine dayanır. Optimizasyon yönteminin esas alındığı gradyan tabanlı yöntem, şekil optimizasyonunun en önemli faktörü olan değer fonksiyonunun

gradyanlarını hesaplayabilme yeteneği ile birçok tasarım değişkenlerini yönetebilmektedir [40]. Türbin kanadı optimizasyonu birçok tasarım değişkenini içerdiğinden, amaç fonksiyonu olarak basınç düşüşünü en aza indirmeye göre en verimli şekli elde etmek için gradyan tabanlı optimizasyon yöntemi öne çıkmaktadır.

Adjoint çözücü, bir amaca göre geometri yüzeyinin hassasiyetlerini ve diğer parametreleri sağlayan gradyan tabanlı bir optimizasyon aracıdır. Tasarım değişkenlerinin sayısından bağımsız olarak tasarım değişkenlerine göre amaç fonksiyonunun türevlerini hızlı bir şekilde hesaplayabilir. Gradyan tabanlı adjoint çözücüsü, ayrık çözücü (*discrete adjoint method*) ve sürekli çözücü (*continuous adjoint method*) olmak üzere iki yönteme sahiptir. Her iki yaklaşımın da aynı duyarlılık verilerini hesaplaması amaçlanmaktadır, ancak yaklaşımlar oldukça farklıdır. Sürekli çözücü adjoint yöntemde, kısmi diferansiyel denklem formundaki doğrusal olmayan akış denklemleri bir tasarım değişkenine göre doğrusallaştırılır. Daha sonra doğrusallaştırılmış akış denklemlerinden Adjoint çözücü sistemi türetilmektedir ve ardından ayrıklaştırma yapılmaktadır. Fakat ayrık adjoint yöntemde, kısmi diferansiyel denklem formundaki akış denklemleri önce ayrıklaştırılır, ardından doğrusallaştırma yapılmaktadır ve adjoint formülasyonu yapılır [29].

Ayrık Adjoint çözücü yöntemi, akışı yöneten kısmi diferansiyel denklemlerin biçimine değil, akış çözücüsünün kendisinde kullanılan denklemlerin özel ayrıklaştırılmış biçimine dayanır. Ayrık Adjoint yöntemi, bir tasarım sürecinin hızlı ve tam olarak yakınsamasını sağlayacak şekilde, ayrıklaştırılmış bir akış sistemindeki değişkenlere göre bir amaç fonksiyonunun tam gradyanını üretebilir. Bu çalışmada, adjoint çözücü için ayrık adjoint yaklaşımı benimseyen Ansys Fluent Adjoint tabanlı çözücü yazılımı kullanılmıştır [34].

3.7.1. Çözümeye dayalı adaptasyon yaklaşımı

Bir akış hesaplamasındaki temel amaç akışkanın hız, basınç, yoğunluk ve olası diğer bir sıvıyla ilintili değişkenlerin etkilediği akışın durumunun belirlenmesidir. Akışın durumu hücre merkezli bir sonlu hacim şeması için hücre merkezlerinde geçen bir vektörün gerçek değerleri ile tanımlanır. En basit durumda bu değerler basınç ve akış hızı bileşenleridir. Akış alanında herhangi bir hücre olan v 'ninci hücredeki değişkenlerin vektörü $\underline{q}^v$ ile tanımlansın. Bu durumda yakınsayan akış değişkenleri denklem 3.36'daki gibi yazılabilir [34].

$$R_i^\mu(\underline{q}^0, \underline{q}^1, \dots, \underline{q}^{M-1}; \underline{c}) = 0, \quad \mu = 0, \dots, M-1, \quad i = 0, \dots, L-1 \quad (3.36)$$

Burada M , çözümleme yapılan problemde ki hücre sayısıdır ve her hücre L koşuluna bağlıdır. Bu ifade kütle ve momentum korunumu ile beraber diğer kısıtlamaları da tanımlamanın bir yoludur.

3.7.1.1. Adjoint observables tanımlanması

Çözümlemede gözlemlenecek (*observable*) değer denklem 3.37'deki gibi ifade edilebilir,

$$J(\underline{q}^0, \underline{q}^1, \dots, \underline{q}^{M-1}; \underline{c}) \quad (3.37)$$

Yukarıda tanımlanan ifade hem akış durumuna hem de doğrudan kontrol değişkenlerine bağlı olan büyüklüğü göstermektedir. Gözlenebilir (*observable*) değer hem akışa hem de kontrol değişkenlerine göre türevlenebilir olduğu varsayılır. Kontrol değişkenlerinin buraya dahil edilmesi önemlidir, çünkü birçok durumda ağ geometrisi gözlemlenecek değerlerin değerlendirilmesine doğrudan dahil edilir. Örneğin bir sınır üzerindeki kuvvetin değerlendirilmesi durumu ağ düğümlerinin yer değiştirmesi sonucunda değişen duvar normalini ve yüzey alanlarını içermektedir.

3.7.1.2. Çözüme dayalı adaptasyon

Adjoint çözümü mühendislik biliminin ilgilendiği alanları çözümlerken kullanılan hesaplama ağını en iyi uyarlama konusunda kullanıcıya yol gösterir.

Adjoint yöntemini yöneten 3.36 denklemini yakınsadığında ortaya çıkan ayrıklaştırma hatası ε_i^μ denklem 3.38'de ifade edilmiştir.

$$R_i^\mu(\underline{q}^0, \underline{q}^1, \dots, \underline{q}^{M-1}; \underline{c}) = \varepsilon_i^\mu, \quad \mu = 0, \dots, M-1, \quad i = 0, \dots, L-1 \quad (3.38)$$

Ortaya çıkan bu ayrıklaştırma hatası için belirli tahminlerin tanımlanması zor olsa da genellikle $O(h^p)$ olduğu tahmin edilir, burada h lokal kafes boyutu ve p ise ayrıklaştırma şemasının sırasıdır. Bu durumda $p = 1$ için birinci dereceden bir şemayı (first-order scheme) ve $p = 2$ için ise ikinci dereceden bir şemayı (second-order scheme) ifade etmektedir. Bununla beraber tam olarak yakınsamayan bir çözümlemeden geriye kalan kalıntı olarak da kabul edilebilir. Bu durumda ortaya çıkan homojen olmayan durumu telafi eden akış alanı düzeltmesi δq_j^v denklem 3.39'deki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{\partial R_i^\mu}{\partial q_j^v} \delta q_j^v = -\varepsilon_i^\mu \quad (3.39)$$

3.37 denklemi ile 3.39 denklemleri göz önüne alınarak 3.40 denklemi tanımlanabilir.

$$\delta J = \frac{\partial J}{\partial q_j^v} \delta q_j^v = -\varepsilon_i^\mu \tilde{q}_j^v \quad (3.40)$$

Bu ifade ayırıklaştırma hatası olarak ortaya çıkan ε_i^μ 'nin gözlemlenen (observable) J değeri üzerinde ki etkisinin tahminini sağlar.

Optimize edilmek istenen nicelik üzerinde ki ayırıklaştırma hatalarının varlığı veya tam yakınsamama durumu, homojen olmayan terimin lokal adjoint çözümleme ile değerlendirilir. Bu durum hesaplama artıklarının (residuals) veya ayırıklaştırma hatalarının küçük olduğu akış alanı bölgelerinde, değeri büyük olan hız veya basıncın gözlemlenen değişken (observable) üzerinde önemli bir hata kaynağı olabileceği anlamına gelmektedir. Çözümlemede hata alınan muhtemel bölgelerde daha ince ağ (finer mesh) yapısının oluşturulması, çözümü olumsuz yönde etkileyecek ayırıklaştırma hatalarının etkisini daha da azaltacaktır [34].

3.7.2. Adjoint ayırıklaştırma yaklaşımı

Adjoint çözücüsü amaç fonksiyonunun gradyanlarının türetilceği tamamen yakınsamış bir akış simülasyonunu ön koşul olarak kabul eder. Bu çalışmada adjoint çözücüsünde hedeflenen amaç fonksiyonu, basınç düşüşü olarak tanımlanmıştır ve amaç fonksiyonu I denklem 3.41'de verilmiştir [56].

$$I = I(\bar{\omega}, \zeta) \quad (3.41)$$

Burada $\bar{\omega}$ ve ζ sırasıyla akış alanı değişkenlerini ve sınırının fiziksel konumunu temsil eder. ζ ile ifade edilen fiziksel sınırlardaki bir değişiklik amaç fonksiyonu ile kendini gösterir.

$$\delta I = \frac{\partial I^T}{\partial \bar{\omega}} \delta \bar{\omega} + \frac{\partial I^T}{\partial \zeta} \delta \zeta \quad (3.42)$$

Adjoint metodu, $\bar{\omega}$ ve ζ 'ya bağlı olan akış alanında uygulanır. Bu da bize akış alanının optimizasyon probleminin bir kısıtlaması olduğunu gösterir. Optimizasyonun tanımlandığı eşitlik, denklem 3.43'te verilmektedir.

$$R(\bar{\omega}, \zeta) = 0 \quad (3.43)$$

Adjoint optimizasyonu, akış ve tasarım değişkenleri gibi akış alanının tanımlanmış sınırlamaları arasında çalışmalıdır. Bu durum R'nin denklem 3.44'te ifade edildiği gibi değişiminin sıfır olmasına yol açar.

$$\delta R = \left[\frac{\partial R}{\partial \bar{\omega}} \right] \delta \bar{\omega} + \left[\frac{\partial R}{\partial \zeta} \right] \delta \zeta = 0 \quad (3.44)$$

Kısıtlanmış bir optimizasyon problemini Lagrange çarpanı ψ kullanılarak kısıtlanmamış optimizasyon problemine dönüştürülmesi amaçlanmıştır. Bu durumda denklem 3.45 elde edilir [56].

$$\begin{aligned} \delta I &= \frac{\partial I^T}{\partial \bar{\omega}} \delta \bar{\omega} + \frac{\partial I^T}{\partial \zeta} \delta \zeta - \psi^T \left\{ \left[\frac{\partial R}{\partial \bar{\omega}} \right] \delta \bar{\omega} + \left[\frac{\partial R}{\partial \zeta} \right] \delta \zeta \right\} \\ &= \left\{ \frac{\partial I^T}{\partial \bar{\omega}} - \psi^T \left[\frac{\partial R}{\partial \bar{\omega}} \right] \right\} + \left\{ \frac{\partial I^T}{\partial \zeta} - \psi^T \left[\frac{\partial R}{\partial \zeta} \right] \right\} \delta \zeta \end{aligned} \quad (3.45)$$

Akış varyasyonu terimlerini ortadan kaldırmak için Lagrange çarpanı ψ kullanılarak, yalnızca tasarım değişkenlerine göre amaç fonksiyonunun türevi için belirgin bir ifade türetilmektedir. Bu yöntem ile adjoint denklemini türetilir ve türetilen bu denklemin çözülmesi gerekmektedir. Türetilen adjoint denklemini 3.46'da verilmiştir.

$$\left[\frac{\partial R}{\partial \bar{\omega}} \right]^T \psi = \frac{\partial I}{\partial \bar{\omega}} \quad (3.46)$$

Adjoint 3.46 denklemini ile 3.45 denklemini birleştirilerek, değer fonksiyonu ve tasarım değişkenleri ile ilişkili elde edilen eşitlik, denklem 3.47'de verilmiştir.

$$\delta I = \left\{ \frac{\partial I^T}{\partial \zeta} - \psi^T \left[\frac{\partial R}{\partial \zeta} \right] \right\} \delta \zeta \quad (3.47)$$

$$\delta I = G^T \delta \zeta \quad (3.48)$$

Burada G, tasarım değişkenleri ζ ve akışın çözümü R ile bağlantılı olarak değer fonksiyonunun istenen gradyanını temsil etmektedir ve denklem 3.49'daki gibi gösterilebilir.

$$G = \frac{\partial I^T}{\partial \zeta} - \psi^T \left[\frac{\partial R}{\partial \zeta} \right] \quad (3.49)$$

Denklemlerde görüldüğü gibi tasarım hassasiyeti vektörü, geometrik duyarlılık ve akış alanı duyarlılığı olmak üzere iki kısmi türevden oluşmaktadır. Geometrik duyarlılık, yüzey bozulmasının değer fonksiyonunu nasıl etkilediğini gösterirken, akış alanı duyarlılığı ise akış alanı değişikliklerinden dolayı amaç fonksiyonu üzerindeki etkiyi ifade eder. Adjoint yönteminin sonlu farklar yöntemine göre avantajı, tasarım değişkenlerine göre tasarım hassasiyet vektörünün elde edilmesi için bir defa çözülmesi gereken 3.46 numaralı denklemde gösterilmektedir. Yüzey hassasiyeti bilgisi, tasarım hassasiyeti denklemlerinin çözülmesi ile türetilmiştir. Optimize edilecek şeklin yüzey ağ yapısı (mesh) 3.50 denkleminde verilen eşitlikteki değişkenlere bağlı olarak değişime uğrayacaktır [38].

$$\delta\zeta = -\kappa G \quad (3.50)$$

Burada κ pozitif bir değerdir ve denklem 3.36 'deki gibi ilk iterasyonun, δI tahminini hesaplaması için yeterince küçüktür. Şekil değişimi çeşitliliklerinin oluşturduğu değer fonksiyonunun doğrusal yaklaşımı nedeni ile κ faktörü küçüktür. Bu şekil çeşitlilikleri 3.51 denkleminde verilen eşitlik ile hesaplanabilir.

$$\delta I = -\kappa G^T G < 0 \quad (3.51)$$

Yukarıda da anlaşılaçağı üzere δI her zaman negatiftir ve yinelemeli (*iterative*) değişiklikler sırasında değer fonksiyonu en aza indirilecektir [38].

3.7.3. Ağ adaptasyonu

Adjoint yöntemi ile duyarlılık alanı hesaplandıktan sonra, ağ şekil değişimleri geometrinin hacimsel ağ yapısına uygun bir şekilde gerçekleşir. Fakat, hassasiyet alanı şekil değişikliğinin uygulanmasının zor olduğu alanları da içerebilir. Mesh morphing prosedürünün ikili bir rolü vardır. Birinci rolü, yüzey hassasiyet alanını yumuşatmak (*smooth*) ve ikinci rolü de sınırlarda ve kesişim ağında (*interior mesh*) düzgün distorsiyonlar (*bükülme*) sağlamaktır. Biçimlendirilmek istenen sınırları tanımladıktan sonra, dikdörtgen bir hacim biçimlendirilmek istenen geometriyi çevreler. Geometriyi çevreleyen bu dikdörtgen kontrol hacmin çevresinde, geometrinin distorsiyonunu etkileyecek kontrol noktaları dizileri ayarlanır.

Bu noktaların, dizilerinin ve lokal ağ koordinatlarının birlikte ayarlanması, biçimlendirilmek istenen geometriyi ya da sınırlar için uygun ağ hareketlerini tanımlayacaktır. Lokal ağ koordinat sistemi Bernstein polinomlarının özelliklerine

dayanmaktadır. Ağ yapısında ki düğüm noktaların koordinatları olan $\underline{x}^k$ lokal bir koordinat (u^k, v^k) ile tanımlanmaktadır [34]. Bir kontrol hacminin $l \times m$ kadar kontrol noktasına sahip olduğunu varsayarsak eğer, k 'ninci kafes düğümü (grid node) konumu ile ij 'inci kontrol noktası konumu arasındaki doğrusal ilişki denklem 3.52'deki gibidir [56].

$$\underline{x}^k = \sum_{i,j=0}^{l,m} \underline{\xi}^{ij} B_{i,l}(u_k) B_{j,m}(v_k) \quad (3.52)$$

Burada $B_{i,l}(u)$, l 'ninci dereceden i 'ninci Bernstein polinomudur,

$$B_{i,l}(u) = \binom{l}{i} u^i (1-u)^{l-i} \quad (3.53)$$

ve $\underline{\xi}^{i,j}$ ise ij 'inci kontrol noktasının koordinatını temsil etmektedir.

Kontrol hacmindeki kontrol noktaları dizisi, bir ya da daha fazla kontrol noktasına hareket uygulanarak değiştirilir ise ağ yapısı (*mapping*), kafes düğüm noktalarını uygun bir şekilde yeniden konumlandırılmasını sağlar. Gözlemlenen (*observable*) değerin ağ düğümleri konumlarına göre nasıl değiştiği denklem 3.54'te gösterilmiştir.

$$\delta J = \frac{\partial J}{\partial x_j^n} \delta x_j^n \quad (3.54)$$

Ağ yapısı kullanımı ile ağ düğümleri ve kontrol noktaları arasında ki oluşan etkileşim denklem 3.55'de verilmiştir.

$$\delta J = \sum_{i,j=0}^{l,m} \delta \underline{\xi}^{ij} \cdot \underline{\tilde{W}}^{i,j} \quad (3.55)$$

Burada $\underline{\tilde{W}}^{ij}$,

$$\underline{\tilde{W}}^{ij} = \sum_n \frac{\partial J}{\partial \underline{x}^n} B_{i,l}(u_n) B_{j,m}(v_n) \quad (3.56)$$

$\underline{\tilde{W}}^{ij}$ kontrol noktası hassasiyet alanıdır ve $\delta \underline{\xi}^{ij}$ ise kontrol noktası konumunun ayarlanmasıdır. Genellikle kafes düğümlerinin sayısı, kontrol noktalarının sayısından daha baskındır, bu durum denklem 3.44'ün hassasiyet alanında daha yumuşak çalışmasını sağlar. Değer fonksiyonu gradyanı elde edildiğinde pürüzsüz sınır ağ deformasyonu geometriye uygulanır [34]. Optimize edilecek geometrik şekil için ifade edilen ve

denklem 3.51’de verilen tasarım değişkenini daha analitik bir biçimi denklem 3.57’de verilmiştir.

$$\delta \underline{\xi}^{ij} = \kappa \underline{\tilde{W}}^{i,j} \quad (3.57)$$

Yeterince küçük seçilen κ , tasarımı iyileştiren düzgün bir sınır ağ deformasyonuna yol açar ve beraberinde pürüzsüz bir hacim ağ deformasyonunun da tanımlanmış olması sonuçları olumlu yönde etkileyecektir. Bununla birlikte gerekirse, kontrol noktası gradyan alanında kısıtlamalar ayarlayarak, yüzeyin yalnızca belirli alanlarına şekil değişimleri uygulanarak diğer alanlar hariç tutulabilir. Böylece şekil değişimi için hariç tutulan düğümler herhangi bir şekil değişimine tabi olmadan ilk konumlarını korurlar [34]. Birden çok düğüm noktalarının şekil değişiminden hariç tutulması durumunda ise daha az alanda şekil değişimi olacağından değer fonksiyonunda arzu edilen yönde olumlu değişiklikler gözlemlenemez.

Kontrol hacmi çevresindeki ağ yer değiştirme türevlerinin p mertebesine göre sürekliliği, kontrol hacmi sınırına bitişik katmanlardaki kontrol noktaları için, kontrol noktası yer değiştirme alanını sıfır olarak ayarlayarak korunabilir. X-ekseni yönünde ve benzer şekilde y-ekseni yönünde 0’dan p ’ye ve $l - p$ ’den l ’ye kadar olan katmanlarda kontrol noktası yer değiştirmesine izin verilmiyorsa, Bernstein polinomlarının özellikleri süreklilik koşulunun uygulanmasını garanti etmektedir. Yer değiştirmesine izin verilmeyen duvarlar kontrol hacmini kesiyor ise, kontrol noktası gradyan alanına bir dizi ek kısıtlamalar yerleştirilebilir. Yer değişimine müsaade edilmeyen düğümlerin konumları, ağ deformasyon işlemi sırasında güncellenmesi mümkün değildir. Yapılabilecek bunun gibi kısıtlamaların ağ deformasyonu esnasında olumlu bir değişikliğe yol açacağı garanti edilmediği ölçüde gradyan alanını etkileyebileceği göz ardı edilmemelidir [34].

3.7.4. Adjoint tabanlı çözücü uygulaması

ANSYS Fluent Adjoint çözücüsü, mevcut bir akış çözümünde kullanıcı tanımlı girdilerine göre bir akışkan sistemindeki ilgili büyüklüklerin hassasiyetini hesaplamak için kullanılır. Daha da önemlisi, hesaplanan bu sonuçlar sistemin geometrik şekline göre hassasiyetini de içermektedir. Adjoint tasarım değişikliği aracı çeşitli tasarım kısıtlamalarına tabi tutulabilen sistemin performansında öngörülebilir iyileştirmelerle

sonuçlanabilen değişiklikleri uygulayabilmek için bir veya birden fazla adjoint çözümünden gelen hassasiyet bilgilerini kullanabilen güçlü bir araçtır.

Burada, eksenel Aachen türbini stator ve rotor kanatları üzerinden geçen akış için hassasiyet verilerin nasıl elde edildiği, sonuçların bu veriler üzerinde nasıl işlendiğine ve bu verilerin ağ üzerinde değişimler yaparak iyileştirilmiş kanat profillerin nasıl elde edildiği üzerine dair çalışma gösterilmektedir. Bu çalışmada adjoint hesaplamaları yapılırken, önceden akış analizi yapılmış kanat profilleri üzerinde optimizasyon uygulamasının nasıl yapıldığı gösterilmektedir.

Adjoint uygulaması temel olarak aşağıda ki başlıkları içermektedir.

1. Hesaplamalarda amaç fonksiyonunda kullanılacak gözlemlenebilir (*Observables*) büyüklüğün seçilmesi,
2. Hesaplama kriterlerinin belirlenmesi,
3. Geometrinin belirlenmesi,
4. Hesaplamanın yapılması,
5. Sonuçların alınması ve geometrinin yeniden düzenlenmesi.

Burada amaç, eksenel Aachen türbin stator ve rotor kanatlarının performanslarını iyileştirilmesi için yeni kanat profilleri elde etmektir. Akış alanı içerisinde ki türbin kanadı kısıtlanan alan içerisinde şekil değişimini sağlamak için adjoint hesaplaması yapılmaktadır.

3.7.4.1. Fluent adjoint çözücüsünün aktif edilmesi

Eğer adjoint çözücüsü Fluent programında aktif durumda değilse, adjoint çözücü eklentisi Fluent komut penceresine aşağıdaki komut satırları yazılarak Ansys Fluent'e yüklenir.

```
>define/models/addon-module
```

Komut satırına yukarıda ki komut yazıldıktan sonra aşağıda açılan komutlar listesinden adjoint çözücüsü için modül numarası 6 girilip enter tuşuna basılarak adjoint çözücüsü aktif hale getirilir.

```
Fluent Addon Modules:  
0. none  
1. MHD Model  
2. Fiber Model  
3. Fuel Cell and Electrolysis Model  
4. SOFC Model with Unresolved Electrolyte  
5. Population Balance Model
```

6. Adjoint Solver
7. Single-Potential Battery Model
8. Dual-Potential MSMD Battery Model

Enter Module Number: [0] 6

3.7.4.2. Adjoint ayarları ve adjoint çözümü

Gözlemlenebilir büyüklüklerin tanımlanması (Define observables)

Fluent'te tasarım menüsü altından gözlemlenebilir büyüklüklerin tanımlanması yapılır.

Design → adjoint-based → observable...

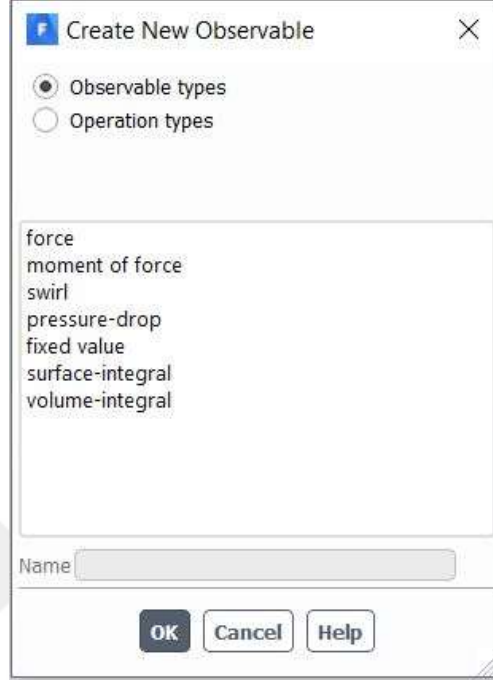
Adjoint Observable iletişim kutusunu açarak adjoint çözücüsü için ilk ayarlar yapılamaya başlanır. Burada gözlemlenebilir ifadeler olarak türbin kanadı üzerine uygulanacak büyüklükler tanımlanır. Bu çalışmada kanat profiline bulunduğu alana uygulanmak üzere basınç düşüşü (*pressure drop*) tanımlanmıştır.



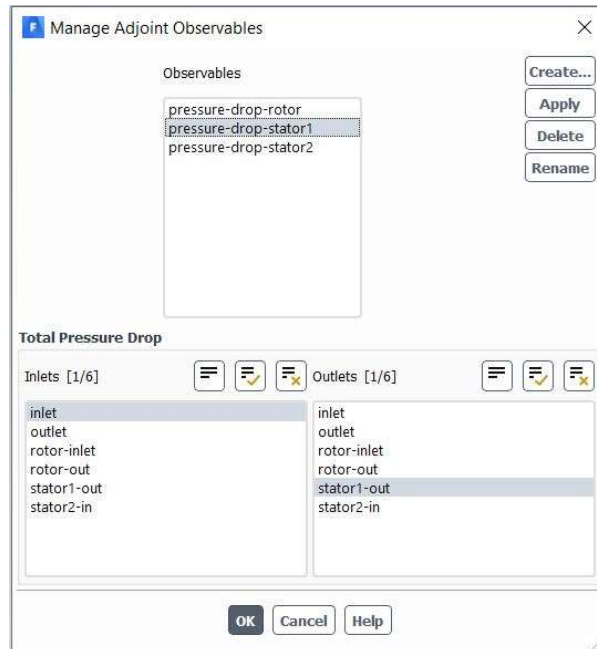
Görsel 3.1. Adjoint Gözlemlenebilirler (Adjoint observables dialog box) iletişim kutusu.

1. İletişim kutusunda yönet (*manage*) düğmesine basılarak tanımlanacak ifade penceresi açılır.
2. Oluştur (*create*) düğmesine basılarak “Yeni Gözlemlenebilir Oluştur” iletişim kutusu açılır.
3. “Yeni Gözlemlenebilir Oluştur” iletişim kutusunda, Gözlenebilir türleri (*Observables types*) listesinden basınç düşüşü (*pressure drop*) seçilir.

4. “Gözlemlenebilirleri Yönet” iletişim kutusunda, yeni oluşturulan basınç düşüşü ifadesi görünür ve burada yapılandırılması gerekmektedir.



Görsel 3.2. Yeni Gözlemlenebilir Oluştur (Create new observable dialog box) iletişim kutusu.



Görsel 3.3. Gözlemlenebilirleri yönet (Manage observables dialog box) iletişim kutusu.

Basınç düşüşünün uygulanacağı aralık için iki ayrı yüzey seçilir. Bu çalışmada her kanat için kanadın bulunduğu akış alanının giriş ve çıkış yüzeyleri seçilmiştir.

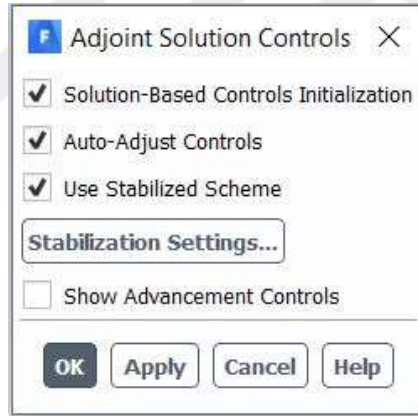
Basınç düşüşünün hesaplanması

Adjoint gözlemlenebilirler iletişim kutusu altında hedef basınç düşüşü seçilerek, bu büyüklüğün azaltılması için *minimize* seçeneği seçilir. Burada türbin kanadı akış alanı boyunca basınç düşüşünün en az olmasını istediğimiz için minimize seçeneği seçilmiştir.

3.7.4.3. Çözüm ayarlarının yapılması

Adjoint çözümü için varsayılan çözüm kontrol ayarları karmaşık geometriye, yüksek yerel akış hızlarına ve türbülansa sahip olan akışlar da dahil olmak üzere çok çeşitli problemler için sağlam çözüm sonuçlarını sağlamak için tanımlanmıştır. Yeterli iterasyon yapıldığında genellikle tanımlı kontrol değerleri değiştirilmeden yakınsayan bir sonuç elde edilmektedir [34]. Bu ayarlara tasarım sekmesi altında aşağıda verilen yol izlenerek ulaşılır.

Design → adjoint-based → solver controls...



Görsel 3.4. *Adjoint Çözüm Kontrol (Adjoint solution controls dialog box) iletişim kutusu.*

Gelişmiş ayarlara ulaşmak için “*Show Advanced Control*” butonunu işaretlenmelidir. Ansys Fluent adjoint çözücü arayüzü, kullanıcının çözümlemede ilerleme kontrolleri ve stabilizasyon şemaları gibi adjoint yakınsamayı etkileyebilecek bazı parametreleri ayarlamasına izin vermektedir. İlerleme kontrollerinden başlayarak, ön koşullandırma çözümünün ya da olmamasının seçimi vardır. Bu, türbülanslı akışı içeren çoğu durum için gereklidir. Etkinleştirildiğinde, Courant sayısı, yapay sıkıştırılabilirlik ve akış hızı courant ölçeklendirme seçenekleri varsayılan değerlerine sahip olarak görüntülenir. Adjoint kontrol ayarlarının arayüzü Görsel 3.5’de gösterilmiştir.

Advancement Controls

☒ Apply Preconditioning

Courant Number
8.275863

Artificial Compressibility
0.05

Flow Rate Courant Scaling
0.952381

Energy Equation Scaling
1

Under-Relaxation Factors

Adjoint Momentum
0.6

Adjoint Continuity
0.6

Adjoint Local Flow Rate
0.6

Adjoint Energy
0.6

Algebraic Multigrid

Tolerance
0.1

Maximum Iterations
10

☐ Show iterations

Defaults

OK Apply Cancel Help

Görsel 3.5. *Adjoint gelişmiş çözüm kontrol iletişim kutusu.*

Burada ön koşullandırma (*Apply Preconditioning*) etkinleştirilir. Ön koşullandırma, hesaplamanın istikrarlı bir şekilde ilerlemesine yardımcı olur. Courant sayısı için 100 değeri girilebilir. Yüksek courant Sayısı değerleri daha agresif ayarlar ile daha hızlı yakınsamaya karşılık gelmektedir. Bu ayarları elle ayarlamak yerine varsayılan değerler de kullanılabilir.

Courant sayısı

Courant-Friedrichs-Lewy koşulu, kısmi diferansiyel denklemleri (partial differential equations, PDE) sonlu farklar yöntemiyle sayısal olarak çözmek için bir kararlılık gereksinimidir. Tek boyutlu durum için, CFL denklem 3.58'deki gibi ifade edilebilir [35].

$$C = \frac{u\Delta t}{\Delta x} \leq C_{max} \quad (3.58)$$

Burada Δt zaman adımıdır (*time step*), Δx kafes hücresinin her konumdaki boyutudur, u ortalama doğrusal hızı temsil eder ve C_{max} aşağıda ifade edildiği gibi değişir,

$$C_{max} = \begin{cases} \leq 1 & \text{Explicit çözücü kullanılıyorsa} \\ > 1 & \text{Implicit çözücü kullanılıyorsa} \end{cases} \quad (3.59)$$

Bu çözümlemede daimi akış koşulları kabul edildiği için zamana bağlı değişim olmayacaktır, bu nedenle C_{max} için birden daha yüksek değerler kullanılabilir.

Yapay sıkıştırılabilirlik (The artificial compressibility) yöntemi

Yapay sıkıştırılabilirlik yöntemi, basınç ayırmanın (pressure decoupling) zorluğunun üstesinden gelmek için kullanılan bir yaklaşımdır.

$$\frac{\partial p}{\partial t} \frac{1}{\beta} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.60)$$

Burada, β yapay sıkıştırılabilirliktir [37]. ANSYS Fluent adjoint kılavuza göre 1 veya daha düşük bir değer makul kabul edilmektedir.

Akış oranı courant (Flow rate courant scaling) ölçeklendirmesi

Akış hızı courant ölçeklendirmesi sıfırdan büyük değerler alır ve varsayılan değer birdir. Değer ne kadar küçük olursa, cebirsel çoklu kafes (AMG) çözücünün kararlılığını sağlayan algoritma o kadar az agresif olur [34].

Under relaxation faktörü

Under-relaxation faktörleri (URF), adjoint momentum, adjoint basınç ve adjoint yerel akış hızı için 0 ile 1 arasında değerler elde edilerek ayarlanabilir. Daha yüksek değer, yeni çözümün eski çözüm ile etkileşiminin daha yüksek olduğunu gösterir, bu da çözücü kararsızlıklarına yol açabilir. Tüm bu URF'ler için varsayılan değer 0,6 olarak ayarlanmıştır.

Cebirsel çoklu kafes (Algebraic multigrid)

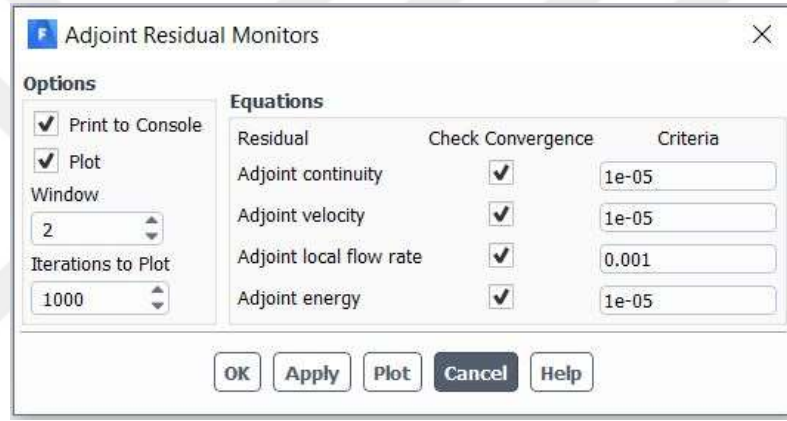
Yakınsama toleransı ve internal cebirsel çoklu kafes (AMG) iterasyonları için maksimum yinelemeler bu işlev altında düzenlenebilmektedir.

Stabilizasyon şeması (Stabilized scheme)

Ansys Fluent adjoint çözücü, temel olarak büyük hücre sayısına ve karmaşık yapıya sahip geometrilerde adjoint çözümünün kararsızlıklarını idare edebilen iki stabilizasyon yapısı içerir. Uzamsal stabilizasyon (spatial stabilization) şeması modeli, adjoint çözümde kararsız büyüme paternlerinin tanımlanmasına dayanır. Yakınsayan çözümü hedefleyen bir kullanıcı için kullanıcı tarafından ayarlanabilen bazı mevcut ayarlar vardır.

3.7.4.4. Adjoint residual ayarlarının yapılması

Adjoint residual monitors iletişim kutusu açılarak adjoint denklemleri ayarlamaları yapılabilir.

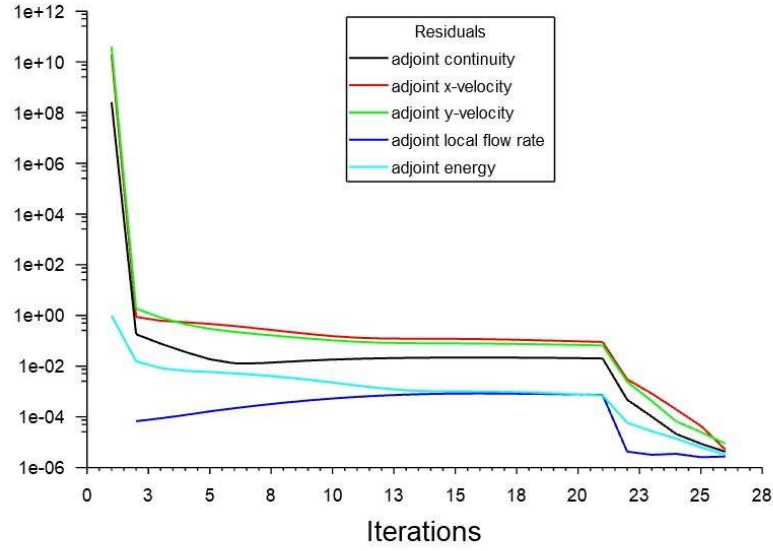


Görsel 3.6. *Adjoint Residual İletişim Kutusu.*

Residual değerleri adjoint süreklilik ve adjoint hız denklemleri için 10^{-5} ve adjoint yerel akış hızı oranı için 0,001 varsayılan değerleri kullanılacaktır.

3.7.4.5. Adjoint yineleme (iterations) hesaplamasının yapılması

Burada “Run Adjoint Calculation” iletişim kutusunu kullanarak adjoint çözücüsü çalıştırılır. Başlat (*Initialize*) düğmesine basılarak adjoint çözümünü problem alanındaki her yerde sıfır olarak başlatır. İlk adımda küçük iterasyon sayısının verilmesi yeterli olacaktır. Daha sonra “Adjoint Solution Controls” iletişim kutusu altında “Use Stabilized Scheme” seçeneği seçilerek ayar iletişim kutusuna ulaşılır. Stabilizasyon ayarları yapıldıktan sonra tekrar “Run Adjoint Calculation” iletişim kutusunu kullanarak iterasyon sayısını artırarak yeniden hesaplama yapılır. Yüksek iterasyon sayısı çözümün yakınsaması için son derece önemlidir. Adjoint hesaplaması yapıldıktan sonra yakınsamış “Adjoint Residuals” aşağıda Görsel 3.7’de verilmiştir.



Görsel 3.7. Yakınsamış adjoint residuals.

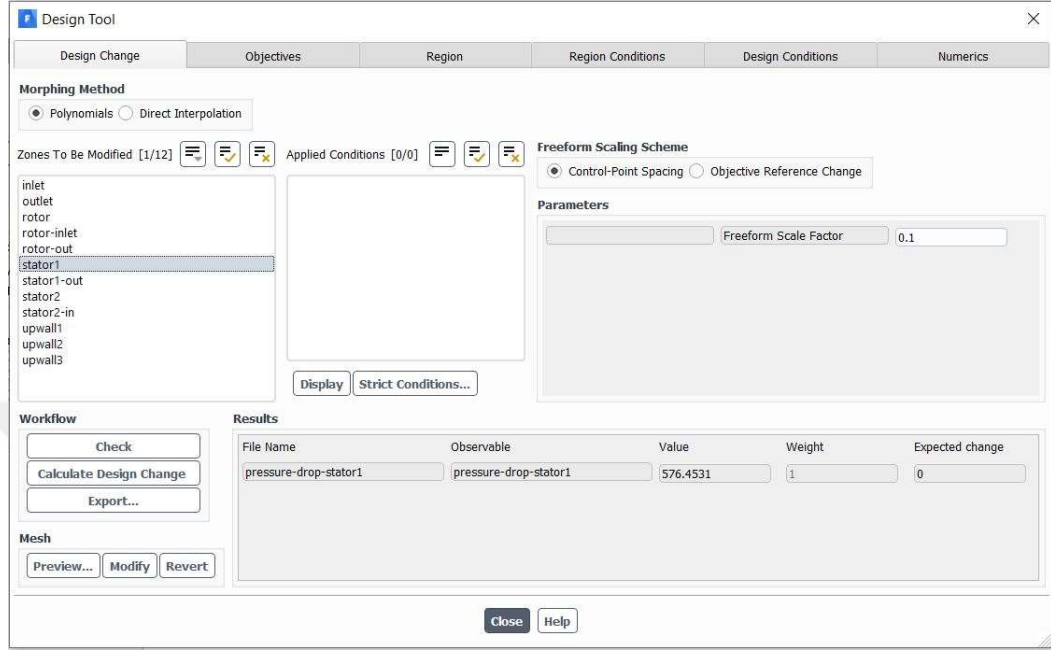
3.7.4.6. Geometrinin yeniden şekillendirilmesi

Bu bölümde önceden hesaplanmış basınç düşüşü (*pressure-drop*) hassasiyet verileri kullanılarak hedeflenen tasarım değişikliği gerçekleştirilecektir. Bunun için ilk etapta tasarım menüsü altında *Design Tool* iletişim kutusu açılır ve kullanıcının ihtiyaçlarına göre düzenlenebilmektedir. Geometri sınırları ve akış alanı ağ modifikasyonu daha önce açıklanan gradyan algoritmasına dayanmaktadır.

Birinci aşamada şekil değişiminin uygulanma yöntemi (*morphing method*) seçilmektedir. Burada *Polynomials* ve *Direct Interpolation* olmak üzere iki seçenek vardır. Tasarım değişikliği sekmesi altında şekil değişiminin geometri ve ağ yapısı üzerinde nasıl etki etmesini istiyorsak onu seçmemiz gerekmektedir. Burada *Morphing Method* listesindeki *Polynomials* seçeneği seçilmiştir. Bu şekil değiştirme yöntemi ağ kalitesinin yüksek olmasını tercih edildiği durumlar için kullanılmaktadır, ağ kalitesi gözetilmeyen durumlar tasarımlar için *Direct Interpolation* seçeneği önerilmektedir [34].

Tasarım değişikliği sekmesi, çalışma yapmak istediğimiz alanda hangi sınırların değişikliğe tabi olduğunu seçebildiğimiz, tanımladığımız koşulları etkinleştirebileceğimiz veya devre dışı bırakabileceğimiz, birden çok serbest şekil hedefi varsa göreceli ağırlıklandırmanın yapılabildiği ve tahmin edilen sonuçların görüntülenebildiği değişikliği için bir gösterge panosu işlevi görmektedir. Şekil değişimi uygulama yöntemi belirlendikten sonra ikinci aşamada adjoint yönteminin ağına belirli sınırlar üzerinde şekil

değiştirmesine izin verebilmesi için üzerinde geometri değişimini yapmasını istediğimiz geometri tanımlanmaktadır.



Görsel 3.8. Tasarım aracı (The design tool dialog Box) iletişim kutusu

Bu tanımlama *Zone to be modified*'in altında yapılmaktadır. Aynı sekme altında şekil değiştirilecek hedef profilimiz *zone to be modified* menüsünden seçilmektedir.

Hedef değişim miktarının belirlenmesi

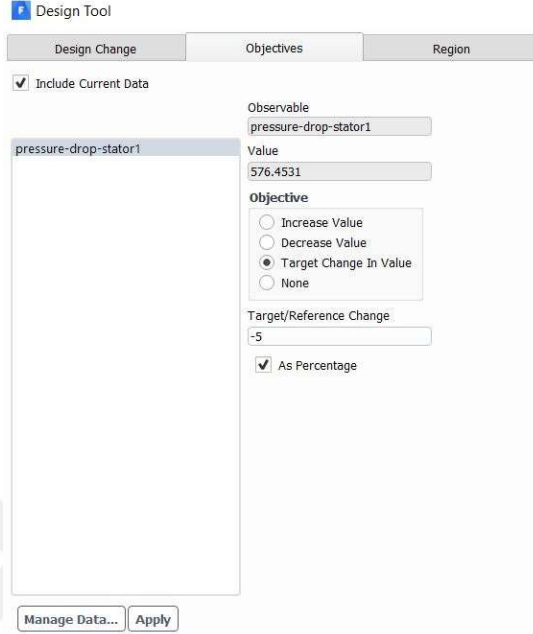
Tasarım aracı altında *Objectives* sekmesi açılarak basınç düşüşü hesaplamasının yapılacağı daha önceden tanımlanmış hedef *observables* seçimi yapılır. *Pressure drop* seçili olan *observables* olduğu için *objectives* sekmesinde görülmektedir.

Burada hedef *observables* hesaplaması için *Target Change In Value* seçeneği seçilerek değer kutucuğuna $\pm 20\%$ aralığında olacak şekilde hedef değişim miktarı girilir. Genellikle $\pm 10\%$ olarak belirlenmesi bir tasarım değişikliği için makul bir maksimum hedef değişikliğidir. Çok büyük bir hedef değişikliği kullanmak, çok büyük deformasyonlara veya yerel optimumun aşılmasına neden olabilir [34].

Şekil değişim alanının belirlenmesi

Şekil değişimi için basınç düşüşü miktarını hesaplamaya başlamadan önce, şekil değişimine tabi olacak alanı tanımlamamız gerekmektedir. Tasarım aracı altında *Region*

sekmesinde şekil değişimine uğrayacak profilin bulunacağı sınırları belirlenir. Şekil değişimi için *Region* sekmesinde belirlenen sınırlar *Region Conditions* sekmesi altında detaylandırılmaktadır.



Görsel 3.9. Tasarım aracı hedef belirleme iletişim kutusu.

Burada x ve y yönündeki şekil değişimi sınırları için varsayılan 20 değerleri korunmuştur. Daha büyük değerlerin uygulanması şekil üzerinde daha agresif değişimlere neden olmaktadır.

Geometri değişikliğinin uygulanması ve görüntülenmesi

Tüm bu ayarlar yapıldıktan sonra tekrar tasarım değişikliği sekmesine gelerek hesaplama yapılmaktadır. Burada yalnızca değiştirilecek bölgeler (*zone to be modified*) listesinde seçilen profiller tasarım değişikliğinin bir parçası olarak değiştirilecektir. Basınç düşüşü hedef *observables* hesaplaması için *Target Change In Value* seçeneği seçildiğinden tasarım aracı içerisinde bulunan *free form parameters* seçeneğinin herhangi bir etkisi olmayacaktır. Bu seçenek kullanmak istenirse hedef *observables* hesaplaması için *increase value* ya da *decrease value* seçeneklerinin seçilmesi gerekmektedir. Basınç düşüşü hesaplaması için *target change in value* seçeneğinin uygulanması önerilmektedir [34]. Tasarım değişikliği menüsünde *Check* düğmesine ve ardından *Calculate design change* düğmesine basılarak hedeflenen tasarım değişikliğinin sonuçları *Results* penceresinde gösterilecektir. Hesaplanan tasarım değişikliğinin ön izlemesini yapmak

için *Preview* düğmesine tıklanarak mevcut şekil ve yeni değişimi olacak şekil beraber görüntülenebilir. Görüntülenmiş öngörülen bu değişikliğin kalıcı olması için *Modify* düğmesine basılarak ağ yapısı ve geometri üzerinde kalıcı hale getirilmektedir.



4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Gaz türbinli motorlarda yanma odasında üretilen enerjinin en yüksek verimlilikte kullanılması eksenel türbinlerin verimleri ile doğrudan ilişkilidir. Eksenel türbinler sabit stator kanatlarından ve hareketli rotor kanatlarından oluşan dizilimlerden meydana gelmektedir. Yapısı itibari ile bir sıra stator kanadından sonra bir sıra rotor kanadı dizilimi olan türbinlere bir kademeli (*1-stage*) türbin denilmektedir. Bu çalışma kapsamında sırası ile bir sıra birinci kademe stator kanadı, bir sıra birinci kademe rotor kanadı ve ardından bir sıra ikinci kademe stator kanadından oluşan bir buçuk kademeli (*1.5-stage*) eksenel türbinin sayısal optimizasyon çalışması yapılmıştır.

Eksenel türbinlerde yanma odasından çıkan yüksek enerjili gazın enerjisini türbin kanadına aktarımında olabildiğince yüksek verimlilikte olması hedeflenmektedir. Hedeflenen bu verimliliği etkileyen parametrelerin başında eksenel türbin kanatları ve kademeleri boyunca oluşan basınç kayıplarının önemli bir etkisi olduğu bilinmektedir. Bu verimliliği etkileyen diğer bir önemli faktör ise şüphesiz entropi üretimidir. Bu çalışma kapsamında 1.5 kademeli eksenel Aachen türbininde basınç düşüşü ve entropi üretimi ele alınarak basınç kayıplarının ve entropi üretiminin optimum noktada en aza indirilebilmesi için analizler yapılmıştır.

Türbin kanatlarında ve kademelerinde oluşan kayıplardan en önemlilerinin başında basınç kayıpları gelmektedir. Basınç kayıplarını tetikleyen birçok faktör mevcuttur. Bu faktörlerden şüphesiz en önemlileri akış rejimi ve türbin kanadının geometrik yapısıdır. Uygun olmayan kanat profili akış rejimini bozmakla beraber, oluşan bu rejim bozukluğundan kaynaklı istenmeyen basınç kayıplarının da oluşmasına neden olmaktadır. Sayısal çalışmalarda 1.5 kademeli Aachen türbini stator ve rotor kanatları için basınç kayıplarının optimum noktada en aza indirilebilmesi için farklı hedef fonksiyonları kullanılarak analizler yapılmıştır.

4.1. 1.5 Kademeli Aachen Türbini Sayısal Doğrulama Çalışması

Gaz türbinli motorlar günümüzde oldukça yaygın bir kullanım alanına sahiptir ve bu nedenle literatürde gaz türbinleri üzerine yapılan birçok çalışmayı bulmak mümkündür. Günümüzde özellikle turbomakineler ile çalışan hava araçlarında gaz türbinli motorların tasarım ve verimlilik konuları son derece önemlidir, bu nedenle özellikle verimlilik üzerine önemli derecede daimi ve daimi olmayan sayısal analiz çalışmaları yürütülmektedir. Bu sayısal analiz çalışması kapsamında deneysel veriler kullanılarak iki boyutlu sayısal

doğrulama çalışması yapılmıştır. Bu sayısal doğrulama çalışması daimi ve daimi olmayan çalışmalardan elde edilen veriler kullanılarak yapılmıştır. Zamana bağlı yapılan deneysel çalışmalarda test düzeneği olarak ERCOFTAC SIG düzeneği kullanılmıştır [46] ve sayısal analizler Navier–Stokes denklemleri kullanılarak yapılmıştır [4]. İncelenen bu çalışmalarda türbülans seviyelerinin yüksek olduğu analizlerde standart $k-\omega$ modeli ve düşük Reynolds türbülans modelinde $k-\epsilon$ yaklaşımı uygulanmıştır [9,17]. Akış alanı sınır tabakası yaklaşımı için y^+ değeri yapılan çalışmalar da genellikle 30 ile 300 arasında tutulmaya çalışıldığı görülmüştür [9,17].

Çalışmalarda stator akış alanı ve rotor akış alanı bölgeleri arasında kalan yüzeylerde akış alanı ağ elemanları sınır yüzeylerinin aktarımı için akış alanı ağ elemanları kesişen (*interface*) bölgeler tanımlanmıştır [45]. Deneysel çalışmalarda, birinci sıra stator, rotor ve ikinci sıra stator kanatlarından oluşan 1.5 kademeli Aachen türbini test düzeneği kullanılarak havanın davranışı daimi ve daimi olmayan akış koşullarında incelenmiştir [41]. İncelenen deneysel çalışmalardan elde edilen basınç değerleri ve Mach sayıları, birinci sıra stator, rotor ve ikinci sıra stator firar kenarları arkasına eksenel akış yönünde 8 mm ötede olacak şekilde konumlandırılmış probalar yardımı ile ölçülmüştür. Deneysel çalışmalarda türbin deney düzeneği dış muhafazaya sabitlenmiş birinci sıra stator, ikinci sıra stator ve hareketli olan rotor kanatları etkileşiminden oluşmaktadır [41]. Çalışmalarda kullanılan test düzeneğinde birinci ve ikinci sıra stator kanatları 36 adet ve rotor kanat sayısı da 41 adet olarak kullanılmıştır. Birinci sıra stator, akış alanı giriş bölgesi yüzeyinden eksenel akış yönünde 25 mm ileride, rotor kanadı ise birinci sıra stator kanadı firar kenarından 15 mm ileride ve ikinci sıra stator kanadı ise rotor kanadının firar kenarından eksenel akış yönünde 15 mm ileride konumlandırılmıştır [3]. İki boyutlu sayısal analiz doğrulama çalışmasında birinci ve ikinci sıra stator kanatları için "Traupel profili" [6] ve rotor kanadı için de yeniden tasarlanmış "VKI-profil" (Von Karman Enstitüsü) kullanılmıştır [41].

4.1.1. İki boyutlu sayısal akış alanının tanımlanması

İki boyutlu sayısal analiz çalışması için akış alanı, stator ve rotor kanatlarının ortalama yarıçaptaki değeri kullanılarak oluşturulmuştur. Sayısal akış alanının matematiksel modelinin oluşturulabilmesi için kullanılan deneysel veriler üçüncü bölümde Tablo 3.1’de sunulmuştur.

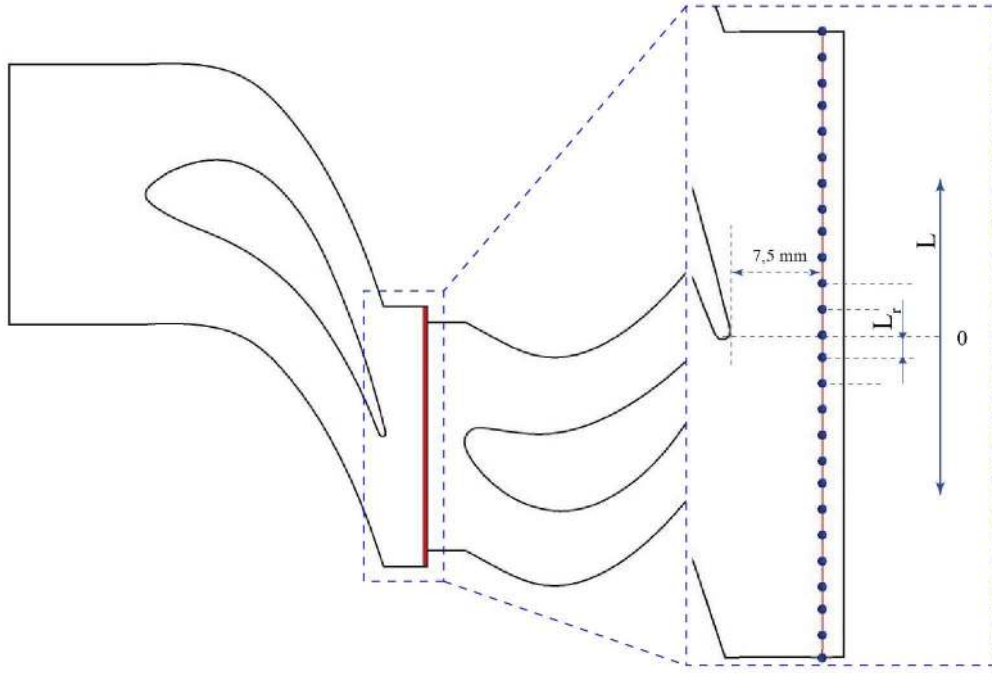
4.1.2. Sınır koşulların tanımlanması

Tanımlanan matematiksel modelin yapısı ve ağ alanı elemanlarının sayısı analizler üzerinde doğrudan etki etmektedir. Matematiksel modelde tanımlanan ağ alanı elemanları sayısını ideal sayıdan fazla olması analiz süresinin uzamasına neden olacaktır. Matematiksel modelde dörtgensel ağ alanı elemanları tercih edilmiştir. Stator akış alanı ile rotor akış alanı sınırları arasında ağ alanı elemanları geçiş yüzeyleri için otomatik eşleştirme interpolasyon yöntemi kullanılmıştır. Ağ alanı elemanları belirlenirken aynı zamanda y^+ değeri de 100'ün altında tutulmaya çalışılmıştır. Matematiksel modeli oluşturulan akış alanı sınırları sayısal çözümlere yapabilmek için sınır koşulları tanımlaması yapılmıştır. Türbin kanatları stator ve rotor profilleri için alt ve üst akış sınırları periyodik yüzey olarak tanımlanmıştır. Akış alanı giriş sınır şartı, girişte hız (*velocity inlet*) ve akış alanı çıkışı ise çıkışta basınç (*pressure outlet*) olarak tanımlanmıştır. Akış alanı için kullanılan giriş ve çıkış sınır koşulları deneysel verilerden elde edilmiştir ve Tablo 3.2'de verilmiştir.

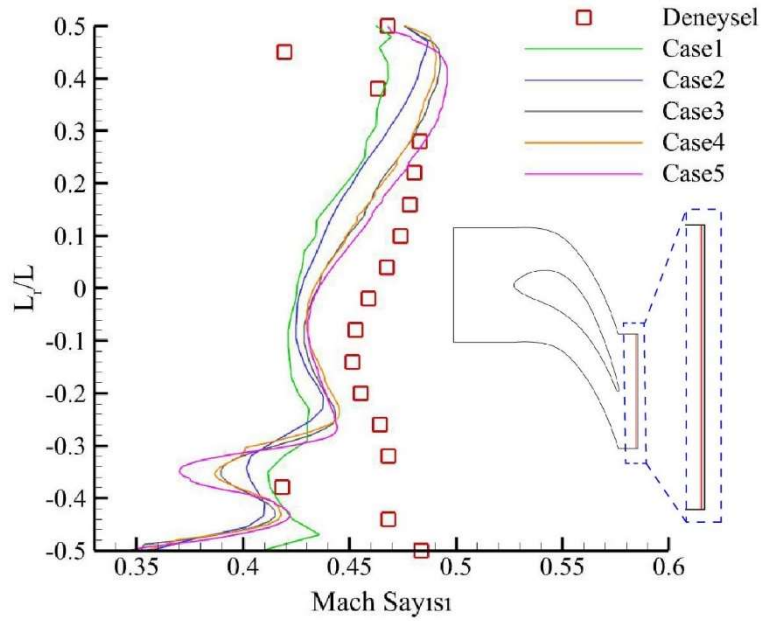
Matematiksel modeli oluşturulan bu çalışmada ideal gaz ve daimi akış koşulları kabulü yapılmıştır. Analizler, basınca dayalı çözücü yöntemi ve $k-\omega$ SST türbülans modeli kullanılarak tamamlanmıştır. Birinci kademe stator profili akış alanı girişi sıcaklığı 306 K olarak kabul edilmiştir.

4.1.3. Doğrulama çalışması ve değerlendirmeler

İki boyutlu analizlerin yapıldığı bu çalışma çok amaçlı Ansys Fluent 2019R2 akış çözücüsünden faydalanılarak tamamlanmıştır. Sayısal analizler sonucunda elde edilen veriler ile deneysel veriler karşılaştırılmış ve değerlendirilmiştir. Akış alanındaki konumlandırılmalarına göre birinci sıra stator profili akışkanın kinetik enerjisini artırarak rotor kanadına iletmektedir, rotor profili ise akışkanın bu kinetik enerjisini mekanik enerjiye çevirdikten sonra gelen akışı ikinci sıra stator profiline yönlendirmektedir. İncelenen deneysel çalışmalarda statik basınç değerleri ve Mach sayısı stator ve rotor kanatları arkasında iki kanat arasındaki (L) uzaklıkta, belirli aralıklar ile (L_r) yerleştirilen problar yardımıyla ölçülmüştür. Sayısal analizi yapılan matematiksel modelde birinci ve ikinci sıra stator ile rotor kanatları firara kenarlarından 7,5 mm uzaklıkta sayısal sonuçlar elde edilmiştir, akış alanı çıkışında belirlenen noktalar Şekil 4.1'de gösterilmiştir [47].



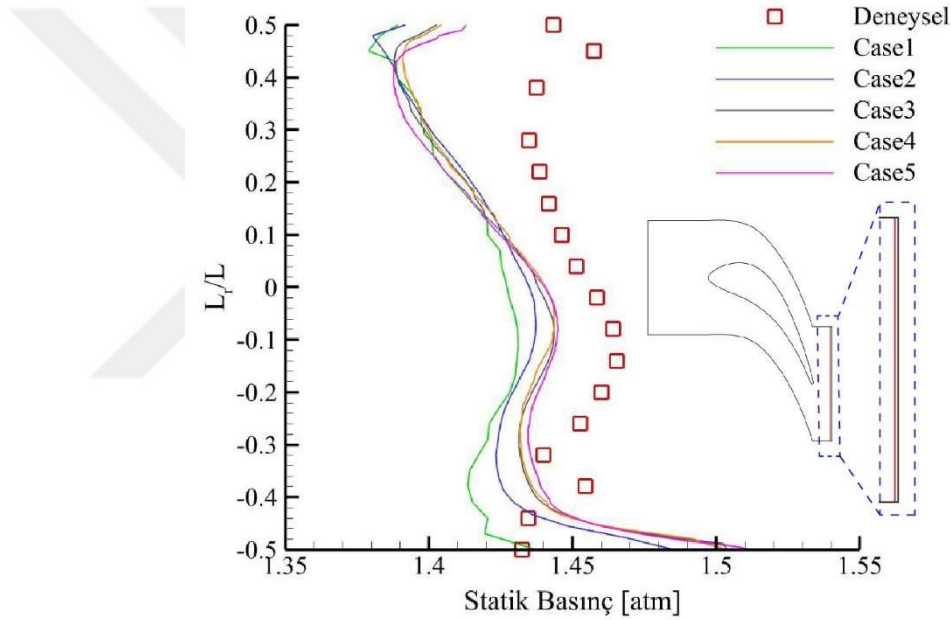
Şekil 4.1. Sayısal analizlerde Mach sayısı ve statik basınç değerlerinin hesaplandığı noktalar



Şekil 4.2. Birinci sıra stator kanadı çıkışında Mach sayısının sayısal sonuçları ile deneysel verilerinin karşılaştırması [47]

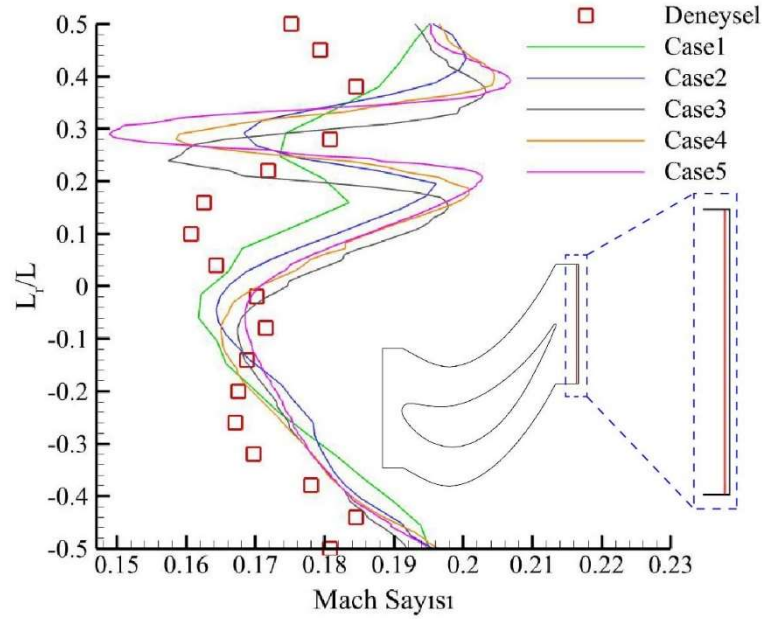
Birinci sıra stator kanadı çıkışında deneysel verilerden elde edilen ve sayısal analizlerde hesaplanan Mach sayısı karşılaştırması Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Case1 sayısal analizinde stator alt tarafında (*pressure side*) Mach sayısı yaklaşık 0.425 olarak

hesaplanmıştır ve deneysel çalışmada ölçülen Mach sayısı ortalama 0.465 değeri ile yakın olduğu görülmüştür. Stator profili üst tarafında (*suction side*) Mach sayısı yaklaşık olarak 0.470 olarak hesaplanmıştır ve deneysel çalışmada ölçülen Mach sayısı ortalama 0.450 değeri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Case1 sayısal analiz sonucu ile Case2, Case3, Case4 ve Case5 sayısal analiz sonuçları karşılaştırıldığında stator çıkışında Mach sayısı alt tarafta (*pressure side*) periyodik yüzeye yakın bölgede deneysel verilerden uzaklaştığı fakat genel dağılımda sayısal sonuçların deneysel veriler ile benzer dağılımda olduğu görülmüştür [47].



Şekil 4.3. Birinci sıra stator kanadı çıkışında statik basınç dağılımının sayısal sonuçları ile deneysel verilerinin karşılaştırması [47]

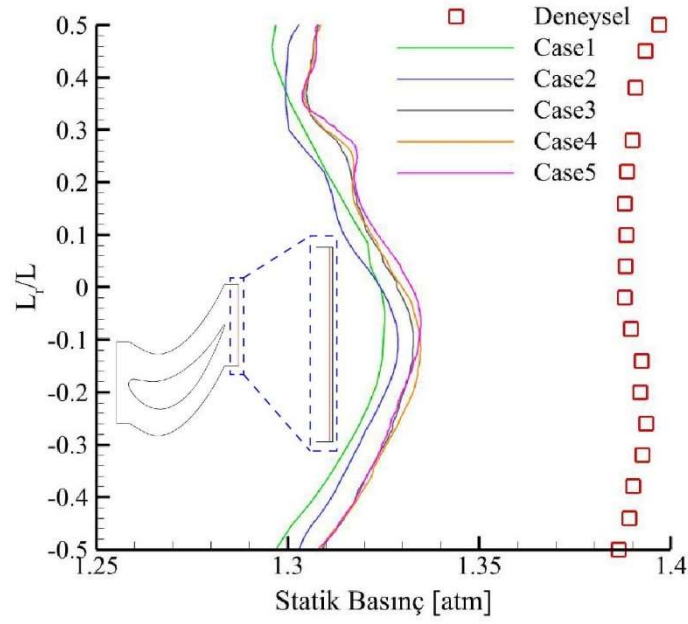
Birinci sıra stator kanadı çıkışında deneysel verilerden elde edilen ve sayısal analizlerde hesaplanan statik basınç değerlerinin karşılaştırması Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Case1 sayısal analizinde birinci sıra stator çıkışında statik basınç değeri ortalama 1.41 atm olarak hesaplanmıştır. Bu ortalama sayısal değer deneysel verileri ile karşılaştırıldığında birinci sıra statorun çıkışında alt tarafta (*pressure side*) ortalama 1.45 atm olan deneysel verilerden uzaklaştığı görülmüştür. Birinci sıra stator kanadının üst tarafında (*suction side*) ortalama statik basınç değerinin deneysel verilerle yakınlaştığı görülmektedir. Case2, Case3, Case4 ve Case5 sayısal analizlerinden elde edilen statik basınç değerleri dağılımları deneysel veriler ile benzer dağılımda olduğu görülmüştür.



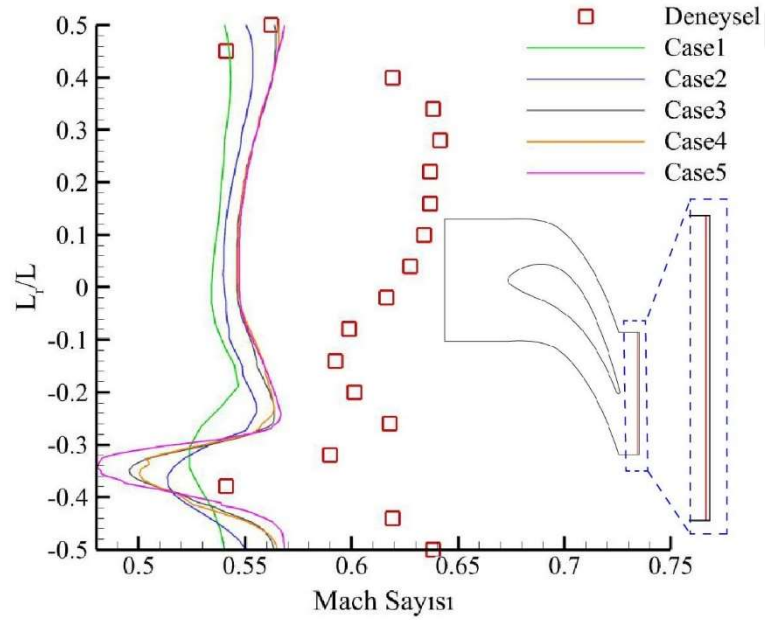
Şekil 4.4. Rotor kanadı çıkışında Mach sayısının sayısal sonuçları ile deneysel verilerinin karşılaştırması [47]

Rotor kanadı çıkışında deneysel verilerden elde edilen ve sayısal analizlerde hesaplanan Mach sayısı karşılaştırması Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Deneysel verilerden elde edilen Mach sayıları ile sayısal analizlerde hesaplanan Mach sayıları karşılaştırıldığında, sayısal analiz sonuçlarının rotor çıkışının alt bölgesinde (suction side) deneysel veriler ile neredeyse tam uyumlu olduğu görülmüştür. Sayısal analizlerden elde edilen Mach sayıları ortalama 0.181 olarak hesaplanmıştır ve deneysel veriler ile karşılaştırıldığında genel dağılımda benzerlikler gösterdiği görülmüştür [47].

Rotor kanadı çıkışında deneysel verilerden elde edilen ve sayısal analizlerde hesaplanan statik basınç değerlerinin karşılaştırması Şekil 4.5'te gösterilmiştir. Sayısal analizlerde hesaplanan statik basınç değeri ile deneysel verilerden elde edilen ortalama 1.39 atm değeri arasında yaklaşık 0.08 atm fark olduğu ve sayısal sonuçların ortalama 1.31 atm olduğu hesaplanmıştır. Sayısal analizlerden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında Case3, Case4 ve Case5 sayısal analiz sonuçlarının kendi aralarında tutarlı olduğu tespit edilmiştir. Sayısal analiz sonuçlarına bakıldığında genel anlamda statik basınç değerleri deneysel verilerden 0.08 atm daha düşük olduğu görülmüştür [47].



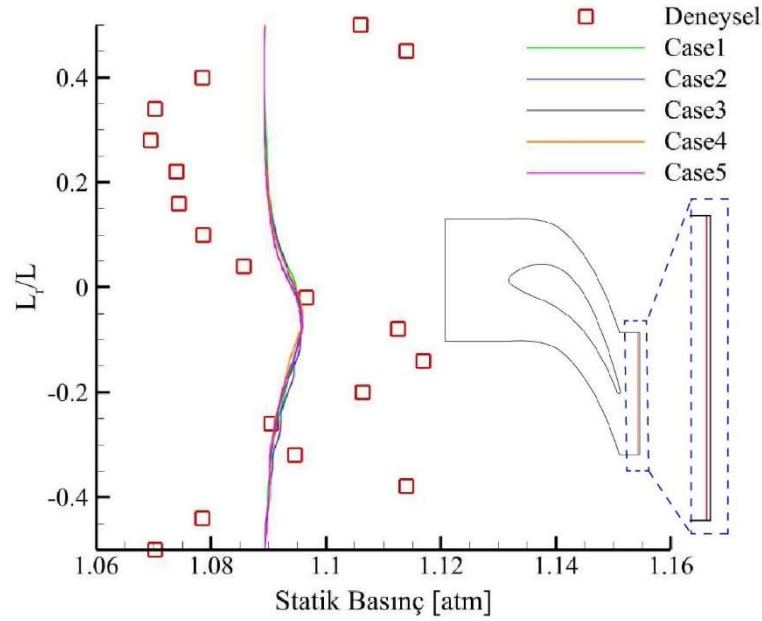
Şekil 4.5. Rotor kanadı çıkışında statik basınç dağılımının sayısal sonuçları ile deneysel verilerinin karşılaştırması [47]



Şekil 4.6. İkinci sıra stator kanadı çıkışında Mach sayısının sayısal sonuçları ile deneysel verilerinin karşılaştırması [47]

İkinci sıra stator kanadı çıkışında deneysel verilerden elde edilen ve sayısal analizlerde hesaplanan Mach sayısı karşılaştırması Şekil 4.6'da gösterilmiştir. Sayısal analizlerde 0.55 olarak hesaplanan ortalama Mach sayısı deneysel verilerden elde edilen

ortalama 0.62 Mach sayısından küçük olduğu görülmüştür. Mach sayısı dağılımı profiline bakıldığında sayısal analizlerde hesaplanan değerler ile deneysel verilerden elde edilen verilerin dağılım profiline benzerlik gösterdiği görülmüştür [47].



Şekil 4.7. İkinci sıra stator kanadı çıkışında statik basınç dağılımının sayısal sonuçları ile deneysel verilerinin karşılaştırması [47]

İkinci sıra stator kanadı çıkışında deneysel verilerden elde edilen ve sayısal analizlerde hesaplanan statik basınç değerlerinin karşılaştırması Şekil 4.7’de gösterilmiştir. İkinci kademe stator çıkışında sayısal analizlerde statik basınç değeri ortalama 1.09 atm olarak hesaplanmıştır. Sayısal analiz sonuçları değerlendirildiğinde sonuçların birbirleri ile tutarlı olduğu görülmüştür. Deneysel veriler ile sayısal analiz sonuçları karşılaştırılmıştır ve sayısal analiz sonuçlarının deneysel verilere kıyasla daha doğrusal dağılım gösterdiği görülmüştür [47].

4.1.4. Ağ bağımsızlığı

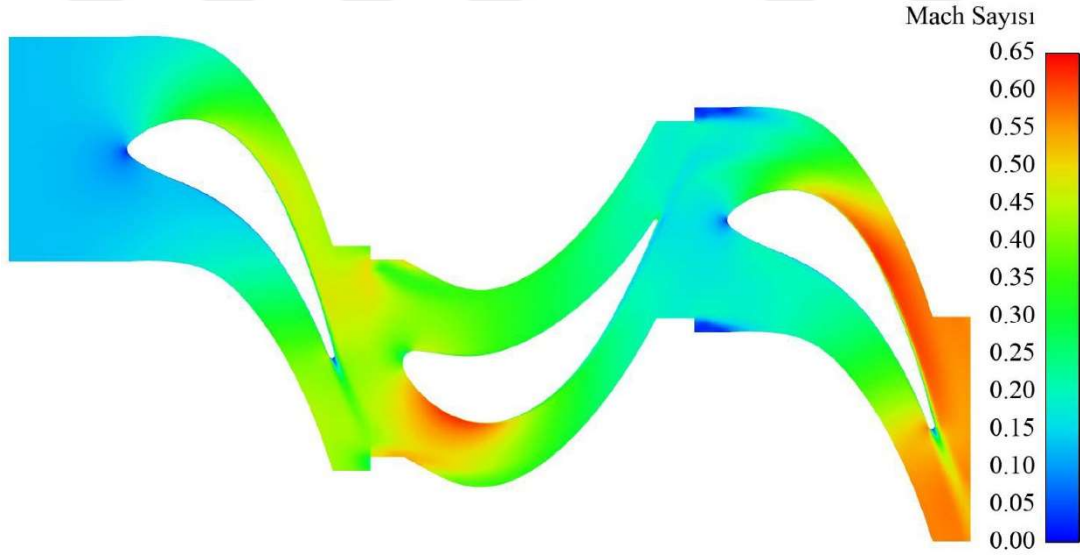
Ağ yapısının ve buna bağlı olarak kullanılan ağ elemanları sayısının sayısal analiz hesaplamalarında çözümlemeler üzerinde doğrudan etkiye sahip olan önemli bir faktördür. Ağ elemanları sayısı sayısal çözümlemelerin doğruluğunu üzerinde doğrudan etkili olabilmektedir. Bu çalışma kapsamında dörtgensel ağ elemanları ile farklı ağ elemanı sayıları kullanılarak analizler yapılmıştır. Bu analizlerden elde edilen sonuçlar

ve deneysel verilerden elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Sayısal analizlerde kullanılan ağ alanı eleman sayıları Tablo 4.1’de verilmiştir [47].

Tablo 4.1. Sayısal akış alanı için analizlerde kullanılan farklı ağ elemanı sayıları

Sayısal analizler	Mesh Sayısı ($\times 10^3$)
Case1	16
Case2	38
Case3	92
Case4	160
Case5	240

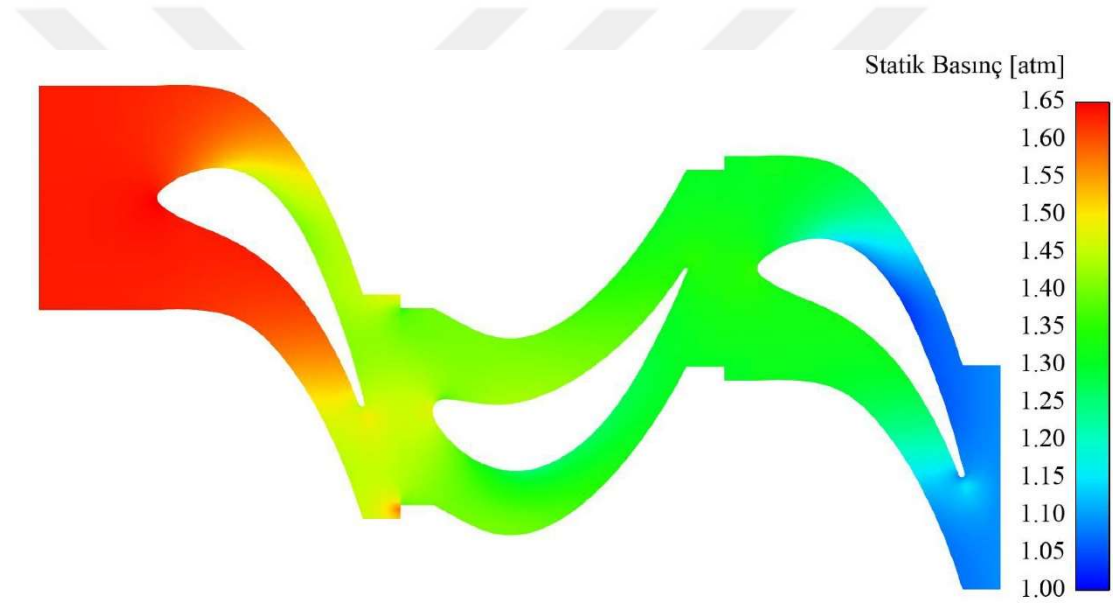
Farklı ağ elemanı sayılarına göre elde edilen analiz sonuçları göz önüne alındığında, sayısal analizler sonucunda hesaplanan Mach sayıları ve statik basınç değerleri karşılaştırılmıştır. Case1 ve Case2 sayısal analizleri dışında kalan diğer sayısal analiz sonuçlarının benzerlik gösterdiği ve bu nedenle ağdan bağımsız analiz sonuçları Case3 ile sonlandırılmıştır. Bundan sonraki analizlerde Case3 sayısal analizinde kullanılan ağ elemanı sayısı kullanılmıştır [47].



Şekil 4.8. Mach sayısının sayısal akış alanı boyunca dağılımı [47]

İki boyutlu sayısal analizde hesaplanan Mach sayısının Şekil 4.8’de akış alanı boyunca değişimi gösterilmiştir. Birinci sıra statorun üst bölgesinde (suction side) Mach sayısının 0.45 değerine kadar yükseldiği görülmüştür, bununla birlikte birinci sıra statorun alt tarafında (pressure side) ise Mach sayısının daha düşük olduğu görülmüştür.

Akışkanın rotor akış alanına yaklaşık olarak 0.45 Mach değerlerinde giriş yaptığı ve rotorun alt bölgesinde 0.60 Mach değerlerine kadar yükseldiği tespit edilmiştir. İkinci sıra stator kanadı akış alanına giriş yapan akışkanın, rotorun firar kenarından başlayarak düşük enerjili bir iz bırakarak hareket ettiği görülmektedir. İkinci sıra stator akış alanına yaklaşık 0.23 Mach ile giriş yapan akışkan profil boyunca ilerleyişi sırasında ikinci sıra stator kanadının üst bölgesinde 0.65 Mach hızına ulaştığı ve bu hıza yakın değerlerde statoru terk ettiği görülmüştür. İkinci sıra stator kanadı akış alanı girişinde periyodik yüzeylere yakın bölgelerde akış hızının neredeyse sıfıra yakın olduğu tespit edilmiştir. Bu bölgelerde akış hızının sıfıra yakın olmasının otomatik eşleştirme kesişim (interface) yüzeylerinden kaynaklanan bir durum olduğu düşünülmektedir [47].



Şekil 4.9. Statik basınç değerinin sayısal akış alanı boyunca dağılımı [47]

İki boyutlu sayısal analizde hesaplanan statik basıncın Şekil 4.9’de akış alanı boyunca değişimi gösterilmiştir. Birinci sıra statora ortalama 1.65 atm basınç değeri ile giriş yapan akışkanın birinci sıra statorun üst tarafında basıncı düşürerek emiş tarafı (suction side) bölgesini oluşturduğu ve statorun alt tarafında ise statik basıncın yükselerek basınç tarafı (pressure side) bölgesini oluşturduğu görülmektedir. Türbin rotoru, fonksiyonu gereği yüksek enerjili akışkanın enerjisinden faydalananarak bu enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürmesi beklenmektedir. Bu durum göz önüne alındığında rotor kanadı bölgesinde basınç farkının stator kanadında olduğu kadar yüksek olmadığı görülmüştür. İkinci sıra stator kanadı akış alanına yaklaşık 1.3 atm basınç değeri ile giriş yapan akışkan ikinci sıra stator akış alanını yaklaşık 1.1 atm basınç değerinde terk ettiği tespit edilmiştir [47].

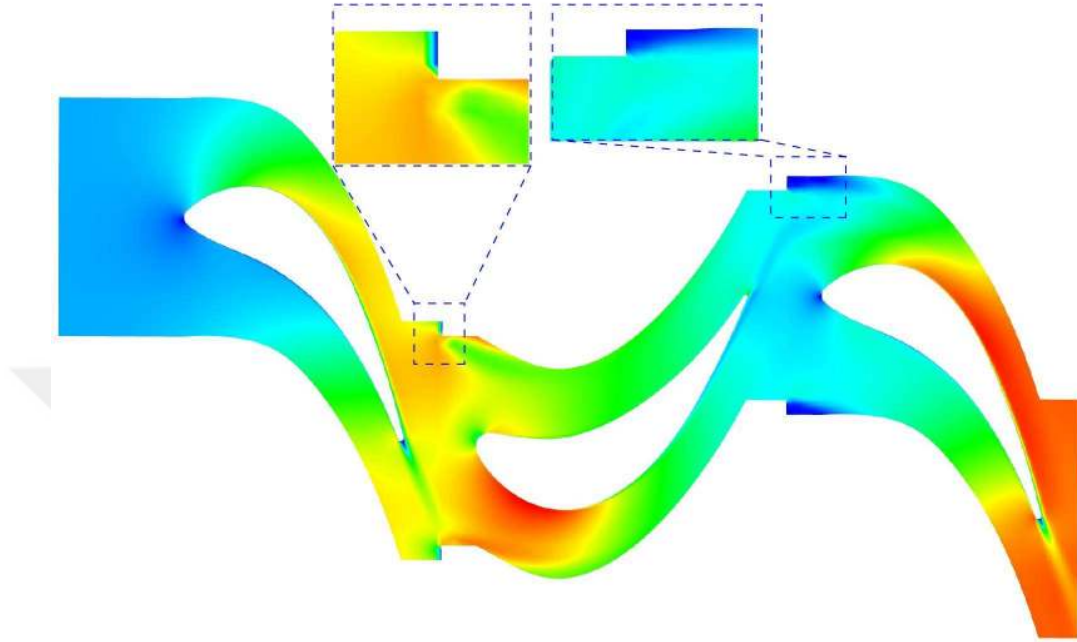
4.1.5. Sayısal doğrulama çalışması sonuçları

Bu çalışma kapsamında deneysel çalışmalardan elde edilen veriler kullanılarak iki boyutlu akış alanı sayısal modellemesi yapılmıştır. Bu modellemede sayısal doğrulama analizi için Ansys Fluent 2019R2 akış çözücüsü kullanılmıştır ve doğrulama analiz çalışması yapılmıştır. Sayısal analizler sonucunda elde edilen Mach sayıları ve statik basınç değerleri stator akış alanları ve rotor akış alanı çıkışlarında ki değerleri hesaplanmıştır. Akış alanları çıkışlarında hesaplanan statik basınç ve Mach sayısı değerleri ile deneysel veriler karşılaştırılarak sonuçları değerlendirilmiştir. Akış alanı periyodik yüzeyler arasında ki geçiş bölgelerinde deneysel veriler ile sayısal sonuçlar arasındaki farklılığın sebebi olarak Ansys Fluent akış çözücüsünün ağ elamanları interpolasyonunu belirli limitlerde kısıtlamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. İlerleyen çalışmalarda kesişen yüzeyler için farklı yaklaşımlar uygulanarak ağ elamanı interpolasyonu bölgelerinde görülen düşük enerjili akışın kaynağının tespit edilmesi hedeflenmektedir. Yapılan bu çalışma sonucunda kanat profilleri iyileştirmeleri için veri tabanı oluşturulmuştur. Bu doğrulama çalışması ile elde edilen veri tabanı neticesinde sonraki çalışmalarda stator ve rotor profilleri için, Ansys Fluent adjoint tabanlı akış çözücüsü kullanılarak iyileştirilmiş kanat profillerinin türetilmesi hedeflenmektedir [47].

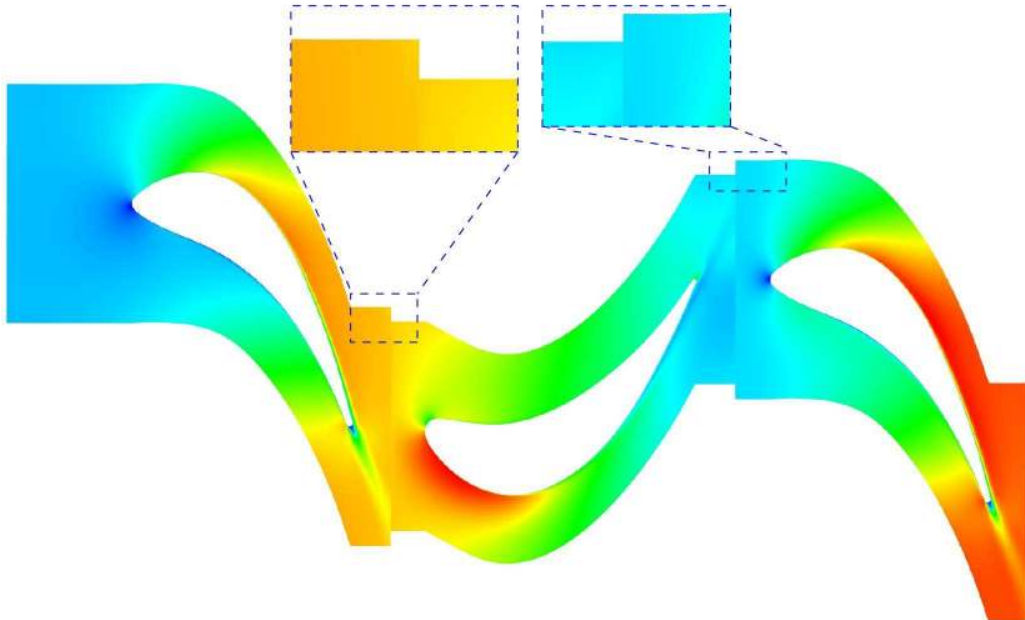
4.2. Kesişen Bölgelerin Sayısal Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Gaz türbinleri akış analizlerinde kanatlar arası geçiş bölgelerinde oluşan akışın analizler üzerinde önemli etkileri olduğu bilinmektedir. Dolayısı ile stator ve rotor kanatları arasında kalan akış alanının doğru çözümlenmesi analiz sonuçlarını önemli derecede etkilemektedir. Sayısal çözümlemede stator ve rotor akış alanlarının birbirileri ile etkileşimde olduğu yüzey kesişen (*interface*) yüzeyler olarak ifade edilmektedir. Bu bölümde, daha önce Aachen türbini sayısal doğrulama çalışması kapsamında akış çözücüsünün otomatik eşleştirme yöntemi ile yapılmış akış analizi, karıştırma yüzeyi (*mixing-plane*) yöntemi kullanılarak yeniden değerlendirilmiştir. Tanımlanmış farklı iki akış alanı arasında akışkan verileri birebir aktarılması beklenmektedir, fakat verilerin aktarılması esnasında boyutsal farklılıklar söz konusu ise otomatik eşleştirme (*auto create*) ya da elle ayarlama (*manual create*) yöntemleri belirli boyutsal farklılıklar ölçüsünde bu aktarıma izin vermektedir. Dolayısı ile bu boyutsal farklılığın üzerinde kalan sınırlar duvar olarak tanımlanmaktadır [34] ve bu durumda akış hızının sıfıra yakın olduğu bölgeler oluşmaktadır. Karıştırma düzlemi yaklaşımı ile daimi olan analizlerde boyutsal

bir farklılık gözetilmemekte ve her akış alanı kendi içinde kararlı bir akış alanı olarak değerlendirilmektedir.



Şekil 4.10. Akış alanları kesişen yüzeylerin otomatik eşleştirme ile tanımlanması



Şekil 4.11. Akış alanları kesişen yüzeylerin mixing-plane yöntemi ile tanımlanması

Sayısal doğrulama çalışması ile elde edilen sonuçlara bakıldığında, kesişim yüzeylerinde boyutsal farklılıkların olduğu bölgelerde akış hızının neredeyse sıfıra

yaklaştığı görülmüştür. Bu bölgelerde akışın sıfıra yakın olması beklenen bir durum olmadığı için analizler karıştırma yüzeyi metodu kullanılarak tekrarlanmıştır. Tekrarlanan analizler sonucunda karşılaşılan bu hatanın giderildiği görülmüştür ve sonuçlar Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’de karşılaştırılmıştır.

4.3. Türbin Kanatları Optimizasyon Çalışmaları

Bu çalışma kapsamında 1.5 kademeli Aachen türbininin stator ve rotor kanatları iyileştirme hesaplamaları yapılmıştır. Stator ve rotor kanatları için farklı basınç düşüşü iyileştirme çalışmaları yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. İyileştirme çalışmalarında birinci adım olarak birinci sıra stator kanadı eniyilenmiş profil elde edilmeye çalışılmış ve ikinci adım olarak rotor kanadı profili eniyileme çalışması yapılmıştır.

4.3.1. Stator kanadı optimizasyon çalışmaları

4.3.1.1. Birinci kademe stator kanadı referans profili analiz sonuçları

Sayısal analizler, birinci sıra stator kanadı, rotor kanadı ve ikinci sıra stator kanadından oluşan 1.5 kademeli Aachen türbini üzerinde yapılmıştır. Akış analizi hesaplamaları birinci adımında Aachen türbini kanatları varsayılan profilleri referans alınarak yapılmıştır. Referans birinci kademe stator kanadı için yapılan sayısal analizlerde akış alanı girişi ve çıkışında toplam basınç değerleri, basınç farkı ve entropi üretimi hesaplamaları yapılmıştır. Basınç düşüşü hesaplamaları Tablo 4.2’de sunulmuştur.

Tablo 4.2. Referans birinci kademe stator kanadı için girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı

Birinci kademe stator	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	154179.7	613
Çıkış	153566.7	

Hesaplamalar sonucu elde edilen bu veriler ilerleyen hesaplamalarda kanat profili iyileştirmesi adımlarında referans olarak kullanılacaktır.

4.3.1.2. Stator profili yüzde 5 iyileştirme sonuçları

Referans kanat profilleri üzerinde akış analizi yapıldıktan sonra kanat profili iyileştirmesi için ilk adımda akış alanı girişi ve çıkışı arasında ki basınç farkını %5 iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Bu hedef belirlendikten sonra, Fluent programı adjoint modülü kullanılarak kanat profili üzerinde yeniden şekillendirme yapıp, iyileştirilmiş

yeni kanat profili üretilmiştir. Elde edilen iyileştirilmiş birinci kademe stator kanadı profili kullanılarak akış analizleri tekrarlanmıştır.

İyileştirilmiş kanat profili sayısal analizleri sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.3'te öngörülen %5'lik iyileştirme sonucunda akış alanı girişi ve çıkışında hesaplanan toplam basınç ve basınç farkı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.3. Referans profile göre basınç farkı %5 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı

Birinci kademe stator	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	153828.36	597.63
Çıkış	153230.73	

Referans analizler ile %5 iyileştirilmiş kanat profili için elde edilen basınç farkı karşılaştırması Tablo 4.4'te verilmiştir.

Tablo 4.4. Referans profil ile %5 iyileştirilmiş stator profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Stator kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	613	2.51
İyileştirilmiş Profil	597.63	

Öngörülen %5'lik kanat iyileştirilmesi sonucunda elde edilen basınç farkı ile referans kanat profili için hesaplanmış basınç farkı karşılaştırıldığında, basınç farkı üzerinde %2.51'lik bir iyileşme olduğu görülmektedir.

Bu analizler sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.5'te öngörülen %5'lik iyileştirme sonucunda akış alanı için hesaplanan ortalama entropi üretimi, referans profile göre entropi üretimi farkı ve entropi üretimi artış oranı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.5. Referans profil ile %5 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Birinci kademe stator profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J kg^{-1} K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J kg^{-1} K^{-1}$)	Artış yüzdesi (%)
Referans Profil	28.495	0.64	2.18
İyileştirilmiş Profil	29.130		

Birinci kademe stator kanadı için yapılan iyileştirilme analizi sonucunda elde edilen entropi üretimi ile referans kanat profili için hesaplanmış entropi üretimi karşılaştırıldığında entropi üretimi farkının referans profile göre %2.18 arttığı görülmektedir.

4.3.1.3. Stator profili yüzde 7 iyileştirme sonuçları

Referans stator kanadı profil iyileştirmesi için akış alanı girişi ve çıkışı arasında ki basınç farkını %7 iyileştirilmesi hedeflenmiştir ve adjoint analizleri yapılarak stator kanat profili yeniden şekillendirilerek, iyileştirilmiş yeni kanat profili üretilmiştir. Elde edilen iyileştirilmiş stator kanadı profili kullanılarak akış analizleri tekrarlanmıştır.

İyileştirilmiş stator kanadı sayısal analizleri sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.6’da öngörülen %7’lik iyileştirme sonucunda akış alanı girişi ve çıkışında hesaplanan toplam basınç ve basınç farkı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.6. Referans profile göre basınç farkı %7 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı

Birinci kademe stator	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	153686.77	591.69
Çıkış	153095.07	

Referans analizler ile %7 iyileştirilmiş kanat profili için elde edilen basınç farkı karşılaştırması Tablo 4.7’de verilmiştir.

Tablo 4.7. Referans profil ile %7 iyileştirilmiş stator profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Stator kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	613	3.48
İyileştirilmiş Profil	591.69	

Öngörülen %7’lik kanat iyileştirilmesi sonucunda elde edilen basınç farkı ile referans kanat profili için hesaplanmış basınç farkı karşılaştırıldığında, basınç farkı üzerinde %3.48’lik bir iyileşme olduğu görülmektedir.

Bu analizler sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.8’de öngörülen %7’lik iyileştirme sonucunda

akış alanı için hesaplanan ortalama entropi üretimi, referans profile göre entropi üretimi farkı ve entropi üretimi artış oranı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.8. Referans profil ile %7 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Birinci kademe stator profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Artış yüzdesi (%)
Referans Profil	28.495	0.89	3.03
İyileştirilmiş Profil	29.386		

Birinci kademe stator kanadı için yapılan iyileştirilme analizi sonucunda elde edilen entropi üretimi ile referans kanat profili için hesaplanmış entropi üretimi karşılaştırıldığında entropi üretimi farkının referans profile göre %3.03 arttığı görülmektedir.

4.3.1.4. Stator profili yüzde 10 iyileştirme sonuçları

Referans stator kanadı profil iyileştirmesi için akış alanı girişi ve çıkışı arasında ki basınç farkını %10 iyileştirilmesi hedeflenmiştir ve adjoint analizleri yapılarak stator kanat profili yeniden şekillendirilerek, iyileştirilmiş yeni kanat profili üretilmiştir. Elde edilen iyileştirilmiş stator kanadı profili kullanılarak akış analizleri tekrarlanmıştır.

İyileştirilmiş stator kanadı sayısal analizleri sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.9’da öngörülen %10’luk iyileştirme sonucunda akış alanı girişi ve çıkışında hesaplanan toplam basınç ve basınç farkı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.9. Referans profile göre basınç farkı %10 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı

Birinci kademe stator	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	153483.03	582.91
Çıkış	152900.12	

Tablo 4.10. Referans profil ile %10 iyileştirilmiş stator profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Stator kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	613	4.91
İyileştirilmiş Profil	582.91	

Referans analizler ile %10 iyileştirilmiş kanat profili için elde edilen basınç farkı karşılaştırması Tablo 4.10'da verilmiştir. Öngörülen %10'luk kanat iyileştirilmesi sonucunda elde edilen basınç farkı ile referans kanat profili için hesaplanmış basınç farkı karşılaştırıldığında, basınç farkı üzerinde %4.91'lik bir iyileştirme olduğu görülmektedir.

Bu analizler sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.11'de öngörülen %10'luk iyileştirme sonucunda akış alanı için hesaplanan ortalama entropi üretimi, referans profile göre entropi üretimi farkı ve entropi üretimi artış oranı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.11. Referans profil ile %10 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Birinci kademe stator profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Artış yüzdesi (%)
Referans Profil	28.495		
İyileştirilmiş Profil	29.755	1.26	4.23

Birinci kademe stator kanadı için yapılan iyileştirilme analizi sonucunda elde edilen entropi üretimi ile referans kanat profili için hesaplanmış entropi üretimi karşılaştırıldığında entropi üretimi farkının referans profile göre %4.23 arttığı görülmektedir.

4.3.1.5. Stator profili yüzde 11 iyileştirme sonuçları

Referans stator kanadı profil iyileştirmesi için akış alanı girişi ve çıkışı arasında ki basınç farkını %11 iyileştirilmesi hedeflenmiştir ve adjoint analizleri yapılarak stator kanat profili yeniden şekillendirilerek, iyileştirilmiş yeni kanat profili üretilmiştir. Elde edilen iyileştirilmiş stator kanadı profili kullanılarak akış analizleri tekrarlanmıştır.

İyileştirilmiş stator kanadı sayısal analizleri sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.12'de öngörülen %11'lik iyileştirme sonucunda akış alanı girişi ve çıkışında hesaplanan toplam basınç ve basınç farkı değerleri verilmiştir.

Referans analizler ile %11 iyileştirilmiş kanat profili için elde edilen basınç farkı karşılaştırması Tablo 4.13'te verilmiştir.

Tablo 4.12. Referans profile göre basınç farkı %11 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı

Birinci kademe stator	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	153414.08	580
Çıkış	152834.08	

Tablo 4.13. Referans profil ile %11 iyileştirilmiş stator profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Stator kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	613	5.38
İyileştirilmiş Profil	580	

Öngörülen %11'lik kanat iyileştirilmesi sonucunda elde edilen basınç farkı ile referans kanat profili için hesaplanmış basınç farkı karşılaştırıldığında, basınç farkı üzerinde %5.38'lik bir iyileşme olduğu görülmektedir.

Bu analizler sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.14'te öngörülen %11'lik iyileştirme sonucunda akış alanı için hesaplanan ortalama entropi üretimi, referans profile göre entropi üretimi farkı ve entropi üretimi artış oranı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.14. Referans profil ile %11 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Birinci kademe stator profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Artış yüzdesi (%)
Referans Profil	28.495	1.39	4.63
İyileştirilmiş Profil	29.879		

Birinci kademe stator kanadı için yapılan iyileştirilme analizi sonucunda elde edilen entropi üretimi ile referans kanat profili için hesaplanmış entropi üretimi karşılaştırıldığında entropi üretimi farkının referans profile göre %4.63 arttığı görülmektedir.

4.3.1.6. Stator profili yüzde 13 iyileştirme sonuçları

Tablo 4.15. Referans profile göre basınç farkı %13 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı

Birinci kademe stator	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	153279.74	574.2
Çıkış	152705.55	

Tablo 4.16. Referans profil ile %13 iyileştirilmiş stator profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Stator kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	613	6.3
İyileştirilmiş Profil	574.2	

Tablo 4.17. Referans profil ile %13 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Birinci kademe stator profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Artış yüzdesi (%)
Referans Profil	28.495	1.63	5.4
İyileştirilmiş Profil	30.123		

4.3.1.7. Stator profili yüzde 15 iyileştirme sonuçları

Tablo 4.18. Referans profile göre basınç farkı %15 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı

Birinci kademe stator	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	153149	568.4
Çıkış	152580.6	

Tablo 4.19. Referans profil ile %15 iyileştirilmiş stator profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Stator kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	613	7.3
İyileştirilmiş Profil	568.4	

Tablo 4.20. Referans profil ile %15 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Birinci kademe stator profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Artış yüzdesi (%)
Referans Profil	28.495	1.87	6.14
İyileştirilmiş Profil	30.361		

4.3.1.8. Stator profili yüzde 20 iyileştirme sonuçları

Tablo 4.21. Referans profile göre basınç farkı %20 iyileştirilmesi sonrası birinci kademe stator kanadı girişte ve çıkışta toplam basıncı ve toplam basınç farkı

Birinci kademe stator	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	152821.06	554.63
Çıkış	152266.43	

Tablo 4.22. Referans profil ile %20 iyileştirilmiş stator profili için basınç düşüşü yüzdelik karşılaştırması

Stator kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	613	9.5
İyileştirilmiş Profil	554.63	

Tablo 4.23. Referans profil ile %20 iyileştirilmiş stator profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Birinci kademe stator profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Artış yüzdesi (%)
Referans Profil	28.495	2.46	7.95
İyileştirilmiş Profil	30.957		

4.3.1.9. Stator profili iyileştirme sonuçlarının karşılaştırılması

Birinci kademe stator kanadı için referans profil ve hedeflenen iyileştirme oranlarına göre yapılan analiz sonuçları Tablo 4.24'te verilmiştir. Referans profil için yapılan analizler esas alınarak iyileştirme hedeflerine göre elde edilen basınç düşüşü yüzdesi ve entropi üretimi yüzdeleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Türbin kanatlarının verimliliği için entropi üretiminin artması istenmeyen bir durumdur, bu durumda entropi üretimi türbin kanadı üzerinde negatif etkiye sahip olmaktadır. Basınç düşüşü ve entropi üretiminin ağırlıklı ortalaması alınarak elde edilen verilere bakıldığında hedeflenen iyileştirme oranlarının nasıl değişeceğine karar verilebilmektedir.

Tablo 4.24. Birinci kademe stator kanadı için hedeflenen profil iyileştirme oranlarına göre elde edilen basınç farkı ve entropi üretim yüzdelerinin karşılaştırılması

Kanat profili değişim yüzdesi (%)	Basınç farkı yüzdesi (%)	Entropi üretimi yüzdesi (%)	Basınç farkı ve entropi üretimi ağırlıklı ortalaması (%)
Referans Profil	0	0	0
5% Opt. Profil	2.507	2.369	2.245
7% Opt. Profil	3.475	3.294	3.807
10% Opt. Profil	4.907	4.704	2.737
11% Opt. Profil	5.383	5.185	2.554
13% Opt. Profil	6.331	6.193	0.589
15% Opt. Profil	7.274	7.166	-2.859
20% Opt. Profil	9.522	9.602	-8.589

Hedeflenen iyileştirme oranı 7% ve 10% değerlerine ulaştıktan sonra entropinin etkisi ağırlıklı ortalama üzerinde etkin olmaya başladığı söylenebilmektedir. Elde edilen

bu sonuçlar ışığında stator kanadı profil iyileştirmesi 7% değerinde sınırlandırılabilir olduğu anlaşılmaktadır.

4.3.2. Rotor profili optimizasyon sonuçları

4.3.2.1. Rotor kanadı referans profili analiz sonuçları

Referans rotor kanadı için yapılan sayısal analizlerde akış alanı girişi ve çıkışında toplam basınç değerleri, basınç farkı ve entropi üretimi hesaplamaları yapılmıştır. Basınç farkı hesaplamaları Tablo 4.25'te sunulmuştur.

Tablo 4.25. Referans rotor kanadı için girişte ve çıkışta toplam basınç ve basınç farkı

Rotor kanadı	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	153033.7	21211.3
Çıkış	131822.4	

Hesaplamalar sonucu elde edilen bu veriler ilerleyen adımlarda kanat profili iyileştirmesi adımlarında referans olarak kullanılacaktır.

4.3.2.2. Rotor profili yüzde 2 iyileştirme sonuçları

Referans rotor kanat profili üzerinde akış analizi yapıldıktan sonra kanat profili iyileştirmesi için ilk adımda akış alanı girişi ve çıkışı arasında ki basınç farkını %2 iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Bu hedef belirlendikten sonra Fluent programı adjoint modülü kullanılarak rotor kanat profili üzerinde yeniden şekillendirme yapıp iyileştirilmiş yeni kanat profilini türetilmiştir. Elde edilen iyileştirilmiş rotor kanadı profili kullanılarak akış analizleri tekrarlanmıştır.

İyileştirilmiş rotor kanat profili sayısal analizleri sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.26'da öngörülen %2'lik iyileştirme sonucunda akış alanı girişi ve çıkışında hesaplanan toplam basınç ve basınç farkı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.26. Referans profile göre basınç farkı %2 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı giriş ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı

Rotor kanadı	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	153842.1	21808.5
Çıkış	132033.6	

Referans analizler ile %2 iyileştirilmiş kanat profili için elde edilen basınç farkı karşılaştırması Tablo 4.27’de verilmiştir.

Tablo 4.27. Referans profil ile %2 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	21211.3	2.74
İyileştirilmiş Profil	21808.5	

Öngörülen %2’lik kanat iyileştirilmesi sonucunda elde edilen basınç farkı ile referans kanat profili için hesaplanmış basınç farkı karşılaştırıldığında, basınç farkı üzerinde %2.74’lük bir iyileşme olduğu görülmektedir.

Bu analizler sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.28’de öngörülen %2’lik iyileştirme sonucunda akış alanı için hesaplanan ortalama entropi üretimi, referans profile göre entropi üretimi farkı ve entropi üretimi iyileşme oranı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.28. Referans profil ile %2 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	29.688	1.523	5.13
İyileştirilmiş Profil	28.165		

Rotor kanadı iyileştirilmesi sonucunda elde edilen entropi üretimi ile referans kanat profili için hesaplanmış entropi üretimi karşılaştırıldığında entropi üretimi farkının referans profile göre %5.13 iyileştiği görülmektedir.

4.3.2.3. Rotor profili yüzde 3 iyileştirme sonuçları

Referans rotor kanat profili iyileştirmesi için akış alanı girişi ve çıkışı arasında ki basınç farkını %3 iyileştirilmesi hedeflenmiştir ve adjoint analizleri yapılarak rotor kanat profili yeniden şekillendirilerek, iyileştirilmiş yeni kanat profili üretilmiştir. Elde edilen iyileştirilmiş rotor kanadı profili kullanılarak akış analizleri tekrarlanmıştır.

İyileştirilmiş rotor kanat profili sayısal analizleri sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo

4.29’da öngörülen %3’lük iyileştirme sonucunda akış alanı girişi ve çıkışında hesaplanan toplam basınç ve basınç farkı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.29. Referans profile göre basınç farkı %3 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı girişi ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı

Rotor kanadı	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	154261.7	22117.1
Çıkış	132144.6	

Referans analizler ile %3 iyileştirilmiş kanat profili için elde edilen basınç farkı karşılaştırması Tablo 4.30’da verilmiştir.

Tablo 4.30. Referans profil ile %3 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	21211.3	4.1
İyileştirilmiş Profil	22117.1	

Öngörülen %3’lük kanat iyileştirilmesi sonucunda elde edilen basınç farkı ile referans kanat profili için hesaplanmış basınç farkı karşılaştırıldığında, basınç farkı üzerinde %4.1’lik bir iyileşme olduğu görülmektedir.

Bu analizler sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.31’de öngörülen %3’lük iyileştirme sonucunda akış alanı için hesaplanan ortalama entropi üretimi, referans profile göre entropi üretimi farkı ve entropi üretimi iyileşme oranı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.31. Referans profil ile %3 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J kg^{-1} K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J kg^{-1} K^{-1}$)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	29.688	2.31	7.78
İyileştirilmiş Profil	27.379		

Rotor kanadı iyileştirilmesi sonucunda elde edilen entropi üretimi ile referans kanat profili için hesaplanmış entropi üretimi karşılaştırıldığında entropi üretimi farkının referans profile göre %7.78 iyileştiği görülmektedir.

4.3.2.4. Rotor profili yüzde 3.5 iyileştirme sonuçları

Referans rotor kanat profili iyileştirmesi için akış alanı girişi ve çıkışı arasında ki basınç farkını %3.5 iyileştirilmesi hedeflenmiştir ve adjoint analizleri yapılarak rotor kanat profili yeniden şekillendirilerek, iyileştirilmiş yeni kanat profili üretilmiştir. Elde edilen iyileştirilmiş rotor kanadı profili kullanılarak akış analizleri tekrarlanmıştır.

İyileştirilmiş rotor kanat profili sayısal analizleri sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.32’de öngörülen %3.5’lük iyileştirme sonucunda akış alanı girişi ve çıkışında hesaplanan toplam basınç ve basınç farkı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.32. Referans profile göre basınç farkı %3.5 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı girişte ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı

Rotor kanadı	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	154476.01	22274.15
Çıkış	132201.86	

Referans analizler ile %3.5 iyileştirilmiş kanat profili için elde edilen basınç farkı karşılaştırması Tablo 4.33’te verilmiştir.

Tablo 4.33. Referans profil ile %3.5 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	21211.3	4.77
İyileştirilmiş Profil	22274.15	

Öngörülen %3.5’lik kanat iyileştirilmesi sonucunda elde edilen basınç farkı ile referans kanat profili için hesaplanmış basınç farkı karşılaştırıldığında, basınç farkı üzerinde %4.77’lik bir iyileşme olduğu görülmektedir.

Bu analizler sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler, birinci adımda yapılan referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.34’te öngörülen %3.5’lik iyileştirme sonucunda akış alanı için hesaplanan ortalama entropi üretimi, referans profile göre entropi üretimi farkı ve entropi üretimi iyileşme oranı değerleri verilmiştir.

Rotor kanadı iyileştirilmesi sonucunda elde edilen entropi üretimi ile referans kanat profili için hesaplanmış entropi üretimi karşılaştırıldığında entropi üretimi farkının referans profile göre %9.12 iyileştiği görülmektedir.

Tablo 4.34. Referans profil ile %3.5 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J kg^{-1} K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J kg^{-1} K^{-1}$)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	29.688	2.71	9.12
İyileştirilmiş Profil	26.978		

4.3.2.5. Rotor profili yüzde 4 iyileştirme sonuçları

Referans rotor kanat profili iyileştirmesi için akış alanı girişi ve çıkışı arasında ki basınç farkını %4 iyileştirilmesi hedeflenmiştir ve adjoint analizleri yapılarak rotor kanat profili yeniden şekillendirilerek iyileştirilmiş yeni kanat profili üretilmiştir. Elde edilen iyileştirilmiş rotor kanadı profili kullanılarak akış analizleri tekrarlanmıştır.

İyileştirilmiş rotor kanat profili sayısal analizleri sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.35’te öngörülen %4’lük iyileştirme sonucunda akış alanı girişi ve çıkışında hesaplanan toplam basınç ve basınç farkı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.35. Referans profile göre basınç farkı %4 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı giriş ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı

Rotor kanadı	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	154692.38	22432.5
Çıkış	132259.88	

Referans analizler ile %4 iyileştirilmiş kanat profili için elde edilen basınç farkı karşılaştırması Tablo 4.36’da verilmiştir.

Tablo 4.36. Referans profil ile %4 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	21211.3	5.44
İyileştirilmiş Profil	22432.5	

Öngörülen %4 ‘lük kanat iyileştirilmesi sonucunda elde edilen basınç farkı ile referans kanat profili için hesaplanmış basınç farkı karşılaştırıldığında, basınç farkı üzerinde %5.44’lük bir iyileşme olduğu görülmektedir.

Bu analizler sonucunda yapılan hesaplamalarda elde edilen veriler, birinci adımda yapılan referans hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır. Tablo 4.37’de öngörülen %4’lük

iyileştirme sonucunda akış alanı için hesaplanan ortalama entropi üretimi, referans profile göre entropi üretimi farkı ve entropi üretimi artış oranı verileri verilmiştir.

Tablo 4.37. Referans profil ile %4 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	29.688	3.11	10.48
İyileştirilmiş Profil	26.575		

Rotor kanadı iyileştirilmesi sonucunda elde edilen entropi üretimi ile referans kanat profili için hesaplanmış entropi üretimi karşılaştırıldığında entropi üretimi farkının referans profile göre %10.48 iyileştiği görülmektedir.

4.3.2.6. Rotor profili yüzde 5 iyileştirme sonuçları

Tablo 4.38. Referans profile göre basınç farkı %5 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı giriş ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı

Rotor kanadı	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	155135.1	22755.6
Çıkış	132379.5	

Tablo 4.39. Referans profil ile %5 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	21211.3	6.78
İyileştirilmiş Profil	22755.6	

Tablo 4.40. Referans profil ile %5 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	29.688	3.94	13.25
İyileştirilmiş Profil	25.753		

4.3.2.7. Rotor profili yüzde 6 iyileştirme sonuçları

Tablo 4.41. Referans profile göre basınç farkı %6 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı giriş ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı

Rotor kanadı	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	155590.21	23086.58
Çıkış	132503.63	

Tablo 4.42. Referans profil ile %6 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	21211.3	8.12
İyileştirilmiş Profil	23086.58	

Tablo 4.43. Referans profil ile %6 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	29.688	4.78	16.1
İyileştirilmiş Profil	24.911		

4.3.2.8. Rotor profili yüzde 10 iyileştirme sonuçları

Tablo 4.44. Referans profile göre basınç farkı %10 iyileştirilmesi sonrası rotor kanadı giriş ve çıkışta toplam basıncı ve basınç farkı

Rotor kanadı	Toplam basınç, P_0 (Pa)	Basınç farkı, ΔP (Pa)
Giriş	157539.89	24490.3
Çıkış	133049.62	

Tablo 4.45. Referans profil ile %10 iyileştirilmiş rotor profili için basınç farkı yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Basınç farkı (Pa)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	21211.3	13.4
İyileştirilmiş Profil	24490.27	

Tablo 4.46. Referans profil ile %10 iyileştirilmiş rotor profili için entropi üretimi ve entropi üretimi farkının yüzdelik karşılaştırması

Rotor kanat profili	Akış alanı entropi üretimi, S_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	Akış alanı entropi üretimi farkı, ΔS_a ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	İyileşme yüzdesi (%)
Referans Profil	29.688	8.35	28.1
İyileştirilmiş Profil	21.343		

4.3.2.9. Rotor kanadı iyileştirme sonuçlarının karşılaştırılması

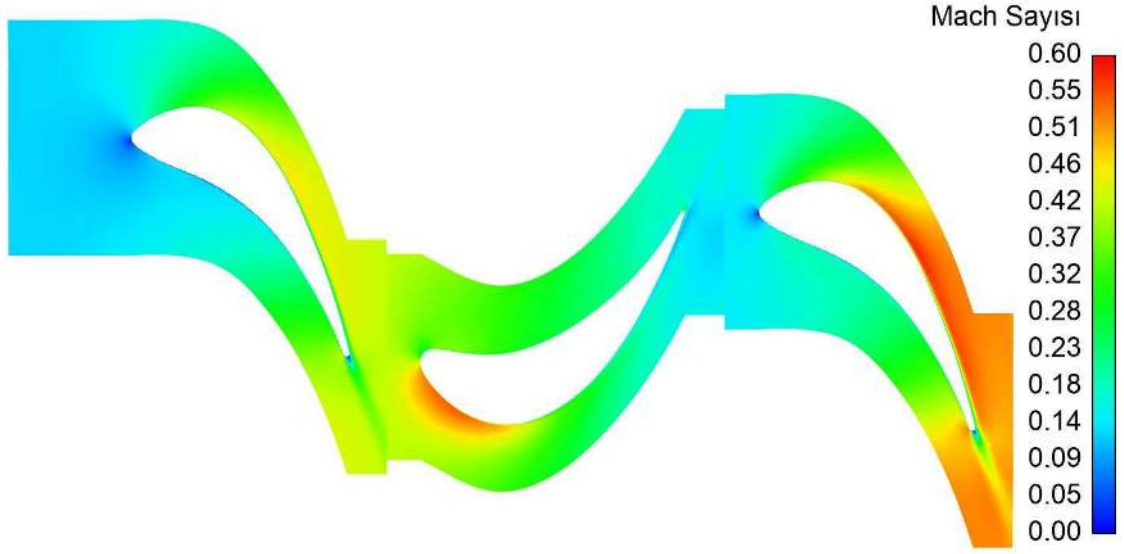
Rotor kanadı için referans profil ve hedeflenen iyileştirme oranlarına göre yapılan analiz sonuçları Tablo 4.47’de verilmiştir. Referans profil için yapılan analizler esas alınarak iyileştirme hedeflerine göre elde edilen basınç farkı yüzdesi ve entropi üretimi yüzdeleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Türbin kanatlarının verimliliği için entropi üretiminin azalması olumlu bir etkidir, ancak bununla beraber basınç farkının dikkate değer düşüşü olumlu bir etki oluşturmamaktadır. Basınç düşüşü ve entropi üretiminin ağırlıklı ortalaması alınarak elde edilen verilere bakıldığında hedeflenen iyileştirme oranlarının nasıl değişeceğine karar verilebilmektedir.

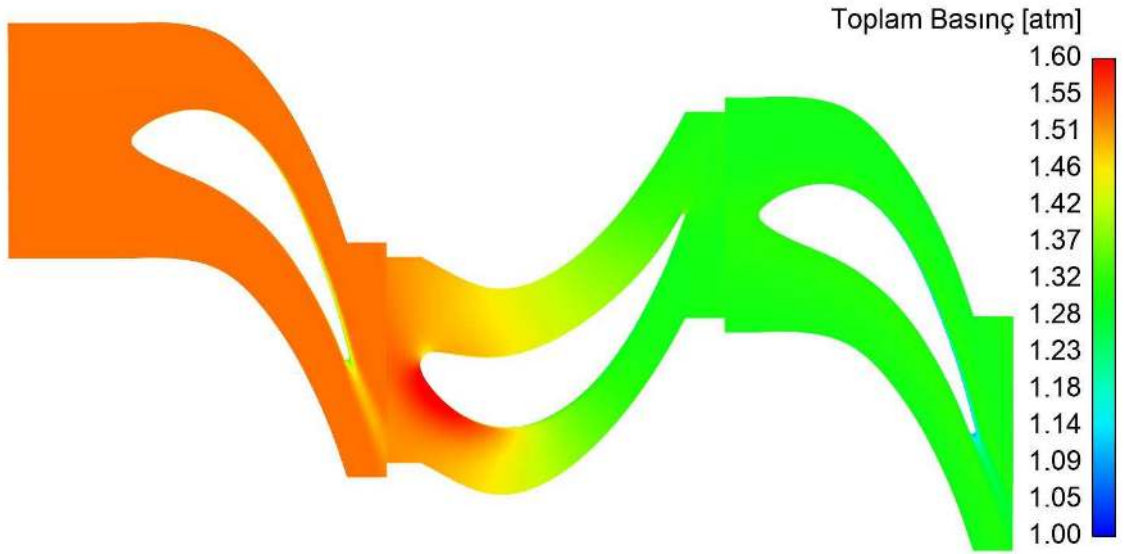
Tablo 4.47. Rotor kanadı için hedeflenen profil iyileştirme oranlarına göre elde edilen basınç farkı ve entropi üretim yüzdelerinin karşılaştırılması

Kanat profili değişim yüzdesi (%)	Basınç farkı yüzdesi (%)	Entropi üretimi yüzdesi (%)	Basınç farkı ve entropi üretimi ağırlıklı ortalaması (%)
Referans Profil	0	0	0
2% Opt. Profil	2.739	5.1308	-0.103
3% Opt. Profil	4.096	7.779	-0.118
3.5% Opt. Profil	4.772	9.126	-0.116
4% Opt. Profil	5.444	10.485	-0.108
5% Opt. Profil	6.787	13.252	-0.073
6% Opt. Profil	8.123	16.089	-0.012
10% Opt. Profil	13.389	28.109	0.513

Hedeflenen iyileştirme oranı 3.5% ve 4% değerlerine ulaştıktan sonra entropinin etkisi ağırlıklı ortalama üzerinde etkinliğini yitirmeye başladığı söylenebilmektedir. Elde edilen bu sonuçlar ışığında rotor kanadı profil iyileştirmesi 4% değerinde sınırlandırılabilceği anlaşılmaktadır. Kanat profili iyileştirme çalışmaları ile elde edilen yeni profilleri kullanılarak yapılan analizler sonucunda akış alanı toplam basınç konturu Şekil 4.12’de ve Mach sayısı konturu Şekil 4.13’te verilmiştir.



Şekil 4.12. Optimizasyon sonrası akış alanı Mach sayısı konturu



Şekil 4.13. Optimizasyon sonrası akış alanı Toplam basınç konturu

4.3.3. Türbin verimi ve akış parametreleri sonuçları

Referans profil stator ve rotor profillerin deneysel çalışmalarda kullanılan profilleri temsil etmektedir. Bu çalışmada rotor kanadı optimizasyonu kapsamında verim hesaplamaları yapılırken stator profili için basınç düşüşünün %7 iyileştirilmiş yeni profili

kullanılmıştır. İyileştirilmiş stator profili ile referans rotor profili kullanılarak rotor kanadı için optimizasyon çalışması yapılmış, türbin verimi ve akış parametreleri hesaplanmıştır. Optimizasyon çalışmaları sonucunda hesaplamalarda rotor profili için basınç düşüşü %4 iyileştirilmiş profil kullanılmıştır. Referans kanat profili ve iyileştirilmiş kanat profilleri sonucunda elde edilen akış ve verim parametreleri karşılaştırmalı olarak Tablo 4.48’de verilmiştir.

Tablo 4.48. *Türbin parametrelerin karşılaştırılması.*

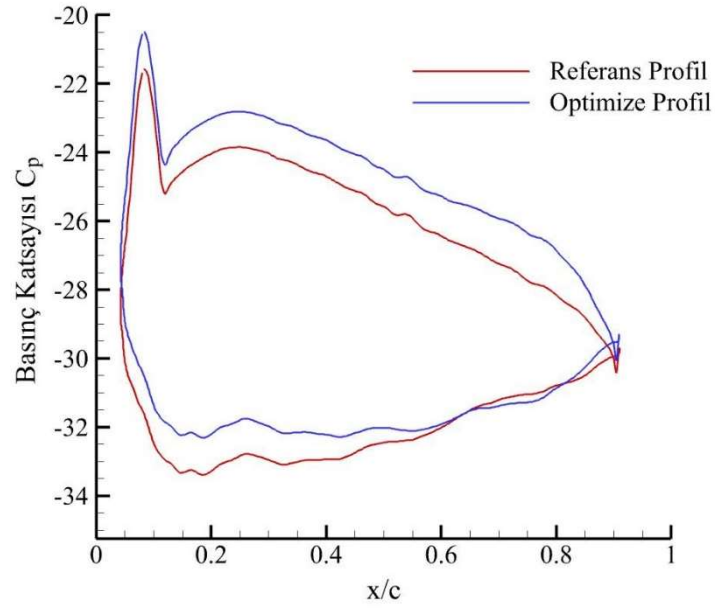
Kanat profili	Türbin kademesi işi, (j/kg)	Türbin izantropik verimi, η_s	Kanat yükü katsayısı, ψ	Akış katsayısı ϕ
Referans Profil	12835.43	0.8727	1.284	0.482
Optimize Profil	13285.47	0.8778	1.329	0.481
Fark %	3.38	0.581	3.38	0.21

Optimizasyon sonucunda Tablo 4.48’de görüldüğü gibi, yeni profil kullanılarak türbinden elde edilen işin %3.38 arttığı görülmüştür. Bununla beraber türbin veriminde %0.581’lik artış, kanat yükü (iş) katsayısında %3.38’lik artış ve akış katsayısında ise %0.21’lik bir azalma meydana gelmiştir.

Kanat yükü katsayı, rotor kanadı üzerinde oluşan basınç dağılımı katsayısı ile de ifade edilebilir. Rotor kanadı üzerinde oluşan basınç dağılımı katsayısı denklem 4.1’de ifade edilmiştir.

$$C_p = \frac{p - p_{ref}}{\frac{1}{2} \rho_{ref} V_{ref}^2} \quad (4.1)$$

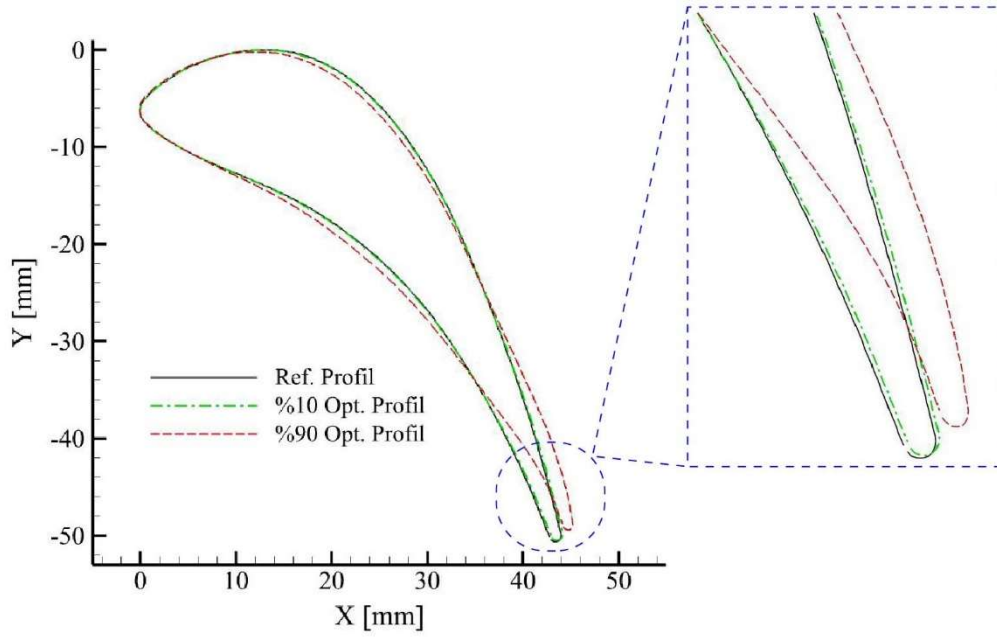
Burada, p rotor kanadı üzerinde ki statik basıncı ve p_{ref} , ρ_{ref} , V_{ref} sırası ile referans basınç, yoğunluk ve hız değerlerini ifade etmektedir. Rotor kanadı üzerinde oluşan basınç katsayısı dağılımı Şekil 4.14’te verilmiştir.



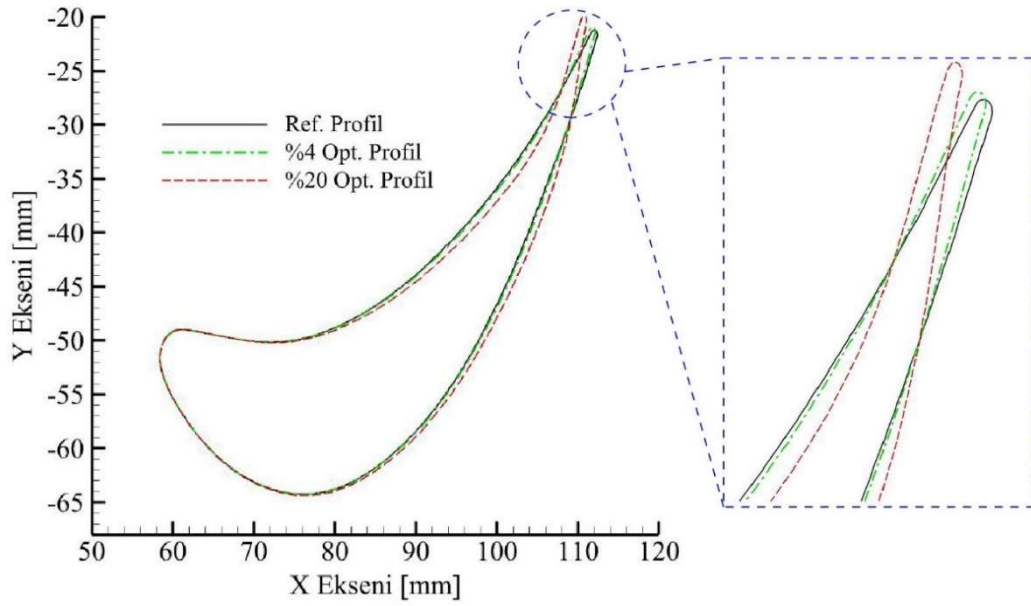
Şekil 4.14. Rotor kanadı üzerindeki basınç katsayısı dağılımı karşılaştırması

4.3.4. Hedeflenen basınç kaybı azaltımına göre elde edilen yeni kanat profilleri

Optimizasyon çalışmasında amaç olarak basınç düşüşünün azaltılması hedeflenmiştir. Bu çerçevede optimizasyon çalışmaları kapsamında stator ve rotor akış alanlarında basınç kaybını azaltmak için adjoint yöntemi ile kanat profilleri üzerinde iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Adjoint çözücüsü belirlenen hedef doğrultusunda kanat profilleri üzerinde iyileştirmeler yapmaktadır ancak nerede durması gerektiğini kullanıcının belirlemesi gerekmektedir. Bu kapsamda belirlenen hedef basınç düşüşü oranında, adjoint hesaplaması yeni profiller üretecektir. Bu şekilde istediğimiz miktarda basınç kaybını azaltma hesaplaması yaptırıp yeni profiller elde edebilir. Ancak her ne kadar basınç kaybının azaltılması olumlu bir işlem olsa da belli bir noktadan sonra elde edilen yeni profiller referans alınan profilden uzaklaşarak farklı şekiller oluşturabilmektedir. Şekil 4.15'te birinci kademe stator kanadı, farklı hedefler için oluşturulan profillerin karşılaştırması verilmiştir. Aynı durum rotor kanadı içinde geçerli olduğundan, farklı hedefler için elde edilen rotor kanadı profillerinin karşılaştırması Şekil 4.16'da gösterilmiştir.



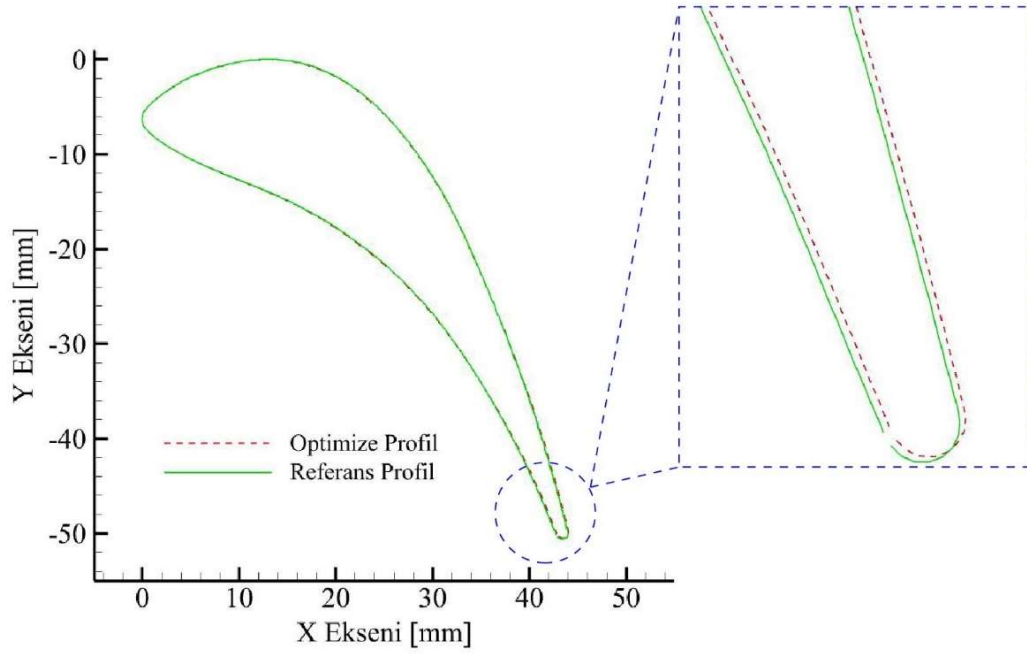
Şekil 4.15. Stator kanadı için farklı hedefler ile elde edilmiş yeni profillerin karşılaştırması



Şekil 4.16. Rotor kanadı için farklı hedefler ile elde edilmiş yeni profillerin karşılaştırması

4.3.5. Referans stator profili ile optimize edilmiş stator profili karşılaştırması

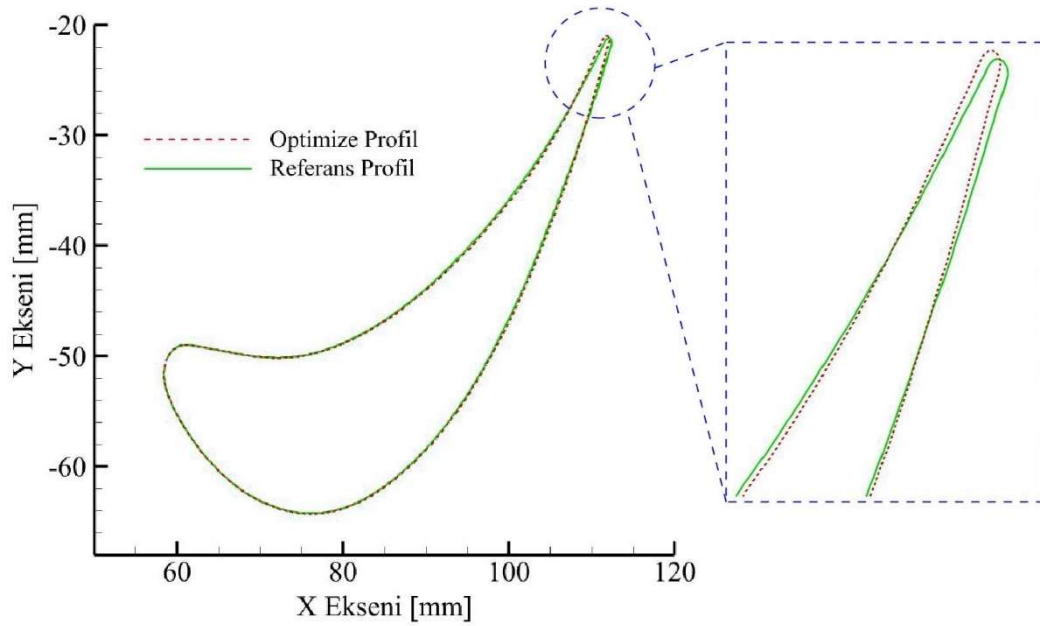
Optimizasyon sonucunda elde edilen yeni stator kanadı profili ile referans stator kanadı profili Şekil 4.17’de karşılaştırılmalı olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.17. Optimize edilmiş stator profili ile referans stator profili karşılaştırması

4.3.6. Referans rotor profili ile optimize edilmiş rotor profili karşılaştırması

Optimizasyon sonucunda elde edilen yeni rotor kanadı profili ile referans rotor kanadı profili Şekil 4.18’de karşılaştırılmalı olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.18. Optimize edilmiş rotor profili ile referans rotor profili karşılaştırması

İyileştirilmiş stator ve rotor profilleri Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’de karşılaştırmalı gösterilmiştir. Elde edilen yeni profiller incelendiğinde, akış çözücüsünün hedef fonksiyonu olan basınç düşüşünü iyileştirmeyi esas alarak, kanatların maksimum kamburluk bölgesinden sonra ve firar kenarında profiller üzerinde değişiklikler yaptığı görülmüştür. Kanatların firar kenarlarında oluşan profilin değişimlerinin basınç düşüşünü iyileştirmeye amaçlayan yönde olduğu anlaşılmıştır.



5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada ilk olarak deneysel çalışmalardan elde edilen veriler kullanılarak Aachen türbini iki boyutlu akış alanı matematiksel modeli analiz edilmiştir. Analizler için Ansys Fluent 2019R2 akış çözücüsü yardımı ile sayısal doğrulama çalışmaları tamamlanmıştır. Sayısal analizler neticesinde birinci ve ikinci sıra stator kanadı ile rotor kanadı akış alanları çıkışında statik basınç değerleri ve Mach sayıları hesaplanmıştır. Analizler sonucunda hesaplanan statik basınç değerleri ve Mach sayıları deneysel çalışmalardan elde edilen veriler ile karşılaştırılmış ve sonuçları değerlendirilmiştir. Sayısal doğrulama çalışması tamamlandıktan sonra elde edilen veriler kanat optimizasyonu için alt yapı oluşturmuştur.

İyileştirilmiş kanat profilleri elde etmek için çalışmalarda Ansys Fluent adjoint tabanlı optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Adjoint yöntemi kullanılarak kanat profili iyileştirme çalışmalarında kanat profilinin bulunduğu akış alanındaki basınç düşüşü ve entropi üretimi değerleri göz önünde bulundurularak değerlendirmeler yapılmıştır. Bu çalışmanın birinci aşamasında stator kanadı optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Stator kanadı optimizasyon çalışmaları basınç düşüşü hedef fonksiyonu tanımlandıktan sonra adjoint yöntemi ile istenilen hedefe ulaşmak için, adjoint çözücüsü stator profili üzerinde değişiklikler uygulayarak iyileştirme yapmayı amaçlamaktadır. Stator profili için farklı basınç düşüşü hedefleri belirlenerek analiz çalışmaları yürütülmüştür. Her basınç düşüşü hedefi için akış alanında entropi üretim miktarları da hesaplanmıştır. Basınç düşüşünün verimlilik üzerinde pozitif etkiye ve entropi üretiminin de negatif etkiye sahip olduğu göz önüne alınarak, bu ikilinin ağırlıklı ortalaması alınmıştır. Entropi üretiminin baskın olduğu noktada iyileştirme çalışması tersine etki yapacağı için profil iyileştirmeleri bu noktada tamamlanarak bir sonraki adım olan rotor kanadı iyileştirme çalışması yapılmıştır.

Rotor kanadı için izlenen yöntem stator kanadında olduğu gibi basınç düşüşü ve entropi üretim miktarları göz önüne alınmıştır. Rotor kanadında oluşan basınç düşüş miktarı yapısı gereği stator kanatlarında oluşan basınç düşüşünden daha yüksek miktarlardadır. Dolayısı ile rotor kanadı için belirlenen hedef basınç iyileştirme yüzdeleri daha düşük olmasına karşın rotor profili üzerindeki etkisi stator kanadı üzerinde olan etkiye benzerdir. Optimizasyon analizi sonuçlarında görüleceği gibi stator kanadı için basınç düşüşü üzerinde %7'lik iyileştirme sağlanmış ve optimizasyon çalışması stator kanadı için bu değerle sonlandırılmıştır. Daha yüksek iyileştirme oranları uygulandığında entropi üretiminin baskın hale geldiği ve bu durum optimizasyon verimliliği açısından

olumsuz sonuçlar verdiği görülmüştür. Rotor kanadı için yapılan optimizasyon çalışmasında elde edilen verilere bakıldığında basınç farkı üzerindeki iyileştirme oranı %4 değerinde optimum değerde olduğu anlaşılmaktadır. Bu değer üzerinde ki iyileştirme oranları optimizasyon üzerinde olumsuz etkiye neden olacağı görülmüştür. İyileştirilmiş stator ve rotor kanatları kullanılarak sayısal analizler tekrarlanmıştır ve kademe verimi üzerine olan etkileri incelenmiştir. Analiz sonuçlarına bakıldığında türbin kademesinin yaptığı işin %3.38 artışı ve bununla beraber türbinin izantropik veriminde ise %0.581'lik bir artışın olduğu görülmüştür. Elde edilen yeni profillerin kullanıldığı sayısal analizler neticesinde kademe veriminin arttığı görülmüştür.

Rotor ve stator etkileşimi özelinde yapılan kanat optimizasyonu çalışması sonucunda türbinin stator ve rotor kanatları için iyileştirilmiş profiller elde edilmiştir. İlerleyen çalışmalarda iyileştirilmiş bu stator ve rotor kanatları kullanılarak üç boyutlu analizlerin yapıp iyileştirilmiş kanatların etkilerinin incelenmesi hedeflenmektedir.

KAYNAKÇA

- [1] Bakken L., Jordal K., Syverud E. and Veer T. (2004). Centenary of the first gas turbine to give net power output: A tribute to Aegidius Elling, GT2004-53211. *ASME Turbo Expo 2004*, Vienna, Austria, June 14-17, 2004.
- [2] Billiard N. (2006). *Blade row interference and clocking effect in a one and half stage turbine*. Doctoral dissertation, Doctoral thesis, von Karman Institute for Fluid Dynamics.
- [3] Stephan B., Gallus H. E. and Niehuis R. (2000). Experimental investigations of tip clearance flow and its influence on secondary flows in a 1-1/2 stage axial turbine. *In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, Vol. 78545, p. V001T03A099. American Society of Mechanical Engineers.
- [4] Volmar T. W., Brouillet B., Gallus H. E. and Benetschik H. (2000). Time-accurate three-dimensional Navier-Stokes analysis of one-and-one-half stage axial-flow turbine. *Journal of Propulsion and Power*, 16(2), 327-335.
- [5] Reinmöller U., Stephan B., Schmidt S. and Niehuis R. (2001). Clocking effects in a 1.5 stage axial turbine: Steady and unsteady experimental investigations supported by numerical simulations. *In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, Vol. 78507, p. V001T03A009. American Society of Mechanical Engineers.
- [6] Utz C. (1972). *Experimentelle Untersuchung der Strömungsverluste in einer mehrstufigen Axialturbine*. Thesis No. 4894, ETH Zürich, Switzerland, Ph.D. thesis. Doi:10.3929/ETHZ-A-0 0 0 088584.
- [7] Brouillet B., Benetschik H., Volmar T.W., Gallus H.E. and Niehuis R. (1999). 3D Navier-Stokes Simulation of a Transonic Flutter Cascade near Stall Conditions. *International Gas Turbine Conference*, Kobe, Japan.
- [8] Chien K. Y. (1982). Predictions of Channel and Boundary-Layer Flows with a Low-Reynolds-Number Turbulence Model. *AIAA Journal*, Vol.20, No.1, pp.33-38.
- [9] Kalitzin G., Medic G., Iaccarino G., & Durbin P. (2005). Near-wall behavior of RANS turbulence models and implications for wall functions. *Journal of Computational Physics*, 204(1), 265-291.

- [10] Kalitzin G. and Iaccarino G. (2003). Toward immersed boundary simulation of high Reynolds number flows. *CTR Ann. Res. Briefs* 369–378.
- [11] Denos R. and Paniagua G. (2005). Effect of vane-rotor interaction on the unsteady flowfield downstream of a transonic high-pressure turbine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 219(6), 431-442.
- [12] Sieverding C. H. and Arts T. The VKI compression tube annular cascade facility CT3. *ASME paper*, 92-GT-336, 1992.
- [13] Magagnato F., Pritz B. and Gabi M. (2007). Calculation of the VKI turbine blade with LES and DES. *Journal of Thermal Science*, 16(4), 321-327.
- [14] Menter F. (1993). Zonal two equation kw turbulence models for aerodynamic flows. *In 23rd fluid dynamics, plasmadynamics, and lasers conference*, p. 2906.
- [15] Canepa E., Cattanei A., Pittaluga F., Ubaldi M. and Zunino P. (2003). Transitional boundary layer on the suction side of a turbine blade at different Reynolds numbers, *Proc., 5th European Conference on Turbomachinery: Fluid Dynamics and Thermodynamics*, Prague.
- [16] Magagnato F. (1998). KAPPA – Karlsruhe parallel program for aerodynamics, *TASK quarterly*, 2 (2), pp. 215-270.
- [17] Pascoa J. C., Xisto C. and Göttlich E. (2010). Performance assessment limits in transonic 3D turbine stage blade rows using a mixing-plane approach. *Journal of mechanical science and technology*, 24(10), 2035-2042.
- [18] Pascoa J. C., Mendes A. C. and Gato L. M. C. (2009). A fast iterative inverse method for turbomachinery blade design. *Mechanics Research Communications*, 36(5), 630-637.
- [19] Pascoa J. C., Mendes A. C., Gato L. M. C. and Elder R. (2004). Aerodynamic design of turbomachinery cascades using an enhanced time-marching finite volume method. *CMES-Computer Modeling in Engineering and Sciences*, 6, 537-546.

- [20] Xisto C. M. C. (2009). *Estudo da física do escoamento secundário e modelação computacional do escoamento turbulento 3D em coroas de pás de turbinas*. Doctoral dissertation, Universidade da Beira Interior (Portugal).
- [21] Dürrwächter J., Kurz M., Kopper P., Kempf D., Munz C. D. and Beck A. (2021). An efficient sliding mesh interface method for high-order discontinuous Galerkin schemes. *Computers & Fluids*, 217, 104825.
- [22] Yao J., Davis R.L., Alonso J.J. and Jameson A. (2002). Massively parallel simulation of the unsteady flow in an axial turbine stage. *J Propul Power*, 18(2):465–71.
- [23] Janga R. M. and Nagesh K.D. (2020). Evolutionary algorithms, swarm intelligence methods, and their applications in water resources engineering: a state-of-the-art review. *H2Open Journal*, 3(1), 135-188.
- [24] Kita E. and Tanie H. (1997). Shape optimization of continuum structures by genetic algorithm and boundary element method. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 19(2), 129-136.
- [25] Harsono K., Prayogo D., Prasetyo K. E., Wong F. T. and Tjandra D. (2020). Comparative study of particle swarm optimization algorithms in solving size, topology, and shape optimization. In *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 1625, No. 1, p. 012015, IOP Publishing.
- [26] Jameson A. (2003). Aerodynamic Shape Optimization Using the Adjoint Method. *Lectures at the Von Karman Institute*, Brussels.
- [27] Pirooneau O. (1974). On Optimum Design in Fluid Mechanics. *J. Fluid Mech.*, Vol. 64, pp. 97-110.
- [28] Giles M.B et.al. (1997). Adjoint Equations in CFD: Duality Boundary Conditions and Solution Behavior. *AIAA 1997-1850, 13th AIAA Computational Fluid dynamics Conference*, Snowmass Village, Colorado.
- [29] Wang D. X. and Li He. (2010). Adjoint Aerodynamic Design Optimization for Blades in Multistage Turbomachine- Part I: Methodology and verification. *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 132, No.2, 021011.

- [30] Wang D. X. and Li He. (2010). Adjoint Aerodynamic Design Optimization for Blades in Multistage Turbomachine- Part II: Validation and application. *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 132, No.2, 021012.
- [31] Frey C. et.al. (2009). The Discrete Adjoint of a Turbomachinery RANS Solver. *ASME Paper*, GT2009-59062, Florida, USA.
- [32] Li W., Tian Y., Yi W., Ji L., Shao W. and Xiao Y. (2011). Study on adjoint-based optimization method for multi-stage turbomachinery. *Journal of Thermal Science*, 20(5), 398-405.
- [33] Cheng J. L. et.al. (2000). A Primary Design of a Counter-Rotating Turbine. *Journal of Engineering Thermophysics*, Vol. 22, No. 2.
- [34] ANSYS, Inc. (2019). ANSYS Fluent Theory Guide, ANSYS Fluent Tutorial Guide and Ansys Fluent Adjoint Solver Manual, Release 19.
- [35] Bakhvalov N. (2001). Courant Friedrichs Lewy Condition. *Encyclopedia of Mathematics*.
- [36] Duffy A. C. (2009). *An introduction to gradient computation by the discrete adjoint method*. Technical report, Florida State University.
- [37] Ferziger J. H. and Peric M. (1996). *Computational methods for fluid dynamics*. Vol. 3. Springer, Berlin.
- [38] T. Han et al. (2006). Adjoint Method for Aerodynamic Shape Improvement. *Training*, 06–28.
- [39] Thevenin D. and Janiga G. (2008). *Computational Fluid Dynamics*.
- [40] Reuther J. et al. (1996). *Aerodynamic shape optimization of complex aircraft configurations via an adjoint formulation*. Research Institute for Advanced Computer Science, NASA Ames Research Center.
- [41] Walraevens R. E. and Gallus H. E. (1997). European Reasarch Community on Flow Turbulence and Combustion; ERCOFTAC SIG on 3D turbomachinary flow preditions; Test Case 6: 1-1/2 stage axial flow turbine. In *Seminar and Workshop on 3D Turbomachinary flow prediction*.

- [42] Yunus A. Ç. and John M. C. (2010). *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. McGraw Hill Higher Education.
- [43] Goto T., Najafabadi H. R., Falheiro M., Martins T. C., Barari A. and Tsuzuki M. S. (2021). Topological Optimization and Simulated Annealing. *IFAC-PapersOnLine*, 54(1), 205-210.
- [44] Carley K. M., Kamneva N. Y. and Reminga J. (2004). Response surface methodology: CASOS technical report. *Center for Computational Analysis of Social and Organizational Systems*, Carnegie Mellon University, 750.
- [45] He L., Li Y., Moffatt S., Ning W. and Wells R. G. (2005). Blade forced response prediction for industrial gas turbines, *Journal of propulsion and power*, 21.4, 707-714.
- [46] Gallus H.E. and Walraevens R.E. (1995). Testcase 6: 1-1/ 2 Stage Axial Flow Turbine, *ERCOFTAC SIG on Three-Dimensional Turbomachinery Flow Prediction*, Les Arcs, France.
- [47] Kılınç M., Kocaaslan O. ve Güleren K.M. (2022). 1.5 Kademeli Aachen Türbininin Sayısal Doğrulaması, 9. *Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı*, İzmir Ekonomi Üniversitesi, UHUK-2022-055, İzmir, Türkiye.
- [48] Fleischli B., Mangani L., Del R. A. and Casartelli E. (2021). A discrete adjoint method for pressure-based algorithms. *Computers & Fluids*, 227, 105037.
- [49] Rubino A., Vitale S., Colonna P. and Pini M. (2020). Fully-turbulent adjoint method for the unsteady shape optimization of multi-row turbomachinery. *Aerospace Science and Technology*, 106, 106132.
- [50] Arens K., Rentrop P., Stoll S. O. and Wever U. (2005). An adjoint approach to optimal design of turbine blades. *Applied Numerical Mathematics*, 53(2-4), 93-105.
- [51] Zeinalpour M., and Mazaheri K. (2016). Entropy minimization in turbine cascade using continuous adjoint formulation. *Engineering Optimization*, 48(2), 213-230.

- [52] Rodrigues S. S. and Marta A. C. (2020). Adjoint-based shape sensitivity of multi-row turbomachinery. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 61(2), 837-853.
- [53] Feng Z., Li H., Song L. and Li Y. (2013). Aerodynamic inverse design optimization for turbine cascades based on control theory. *Science China Technological Sciences*, 56, 308-323.
- [54] Chen L. and Chen J. (2015). Aerodynamic optimization design of multi-stage turbine using the continuous adjoint method. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 32(2), 199-211.
- [55] Gorla R. S. and Khan, A. A. (2003). *Turbomachinery: design and theory*. Crc Press.
- [56] Tzanakis A. (2014). *Duct optimization using CFD software ANSYS Fluent adjoint solver*. Master's thesis in Automotive Engineering. Department of Applied Mechanics. Division of Vehicle Engineering and Autonomous Systems. Chalmers University of Technology. Goteborg, Sweden.
- [57] Versteeg H. K. and Malalasekera W. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. Pearson education.
- [58] Ghoreyshi S. M. and Schobeiri, M. T. (2017). Numerical simulation of the multistage ultra-high efficiency gas turbine engine, UHEGT. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, Vol. 50831, p. V003T06A034. American Society of Mechanical Engineers.

ÖZGEÇMİŞ

ORCID ID : 0009-0007-6089-4463
Adı Soyadı : Mehmet KILINÇ
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim ve Mesleki Geçmişi:

- 2023, Eskişehir Teknik Üniversitesi [Yüksek Lisans], Havacılık ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Uçak Gövde Bakım Anabilim Dalı
- 2011, Cumhuriyet Üniversitesi [Lisans], Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, Enerji ve Termodinamik Anabilim Dalı
- 2023, Teknik Danışman, Howden Turkey Air and Gas Handling Makine San. ve Tic. Ltd. Şti., Teknik Servis Müdürlüğü
- 2022, Makine Mühendisi, GE Renewable Energy, Bakım Müdürlüğü
- 2017, Makine Mühendisi, Ciner Grubu- Kazan Soda Elektrik Üretim A.Ş., Mekanik Bakım Müdürlüğü
- 2014, Enerji Üretim Mühendisi, Ciner Grubu- Silopi Termik Santrali, Üretim Müdürlüğü
- 2011, Makine Mühendisi, Diler Demir Çelik End. ve Tic. A.Ş., Mekanik Bakım Müdürlüğü

Yayınlar:

- Kılınç M., Kocaaslan O., Güleren K.M., (2022). 1.5 Kademeli Aachen Türbininin Sayısal Doğrulaması, 9. *Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı*, İzmir Ekonomi Üniversitesi, UHUK-2022-055, Eylül 2022, İzmir, Türkiye.