

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

JET MOTORLARINDA EKSENEL KOMPRESÖR TASARIMI

YAVUZ SELİM MEHEL
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GEBZE

2017

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

JET MOTORLARINDA EKSENEL
KOMPRESÖR TASARIMI

YAVUZ SELİM MEHEL
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI
YRD. DOÇ. DR. SALİH ÖZEN ÜNVERDİ

GEBZE
2017

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

JET ENGINE AXIAL COMPRESSOR
DESIGN

YAVUZ SELİM MEHEL

A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF
MASTER OF SCIENCE
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

THESIS SUPERVISOR
ASSIST. PROF. DR. SALİH ÖZEN ÜNVERDİ

GEBZE
2017



YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..18../01../2017. tarih ve 2017../04... sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 24../01../2017. tarihinde tez savunma sınavı yapılan ...YAVUZ...SELİM...MEHEL.....'ın tez çalışması MAKİNE...MÜHENDİSLİĞİ...Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI)

: YRD. DOÇ. DR. SALTİH ÖZEN ÜNVERDİ

ÜYE

: DOÇ. DR. İLYAS KANDEMİR

ÜYE

: YRD. DOÇ. DR. ALİ BAHADIR OLCAY

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

Bu çalışmada Jet Motorlarında Eksenel Kompresörler incelenmiş olup kompresör verimine etki eden s (kanat boşluğu)/ c (veter) oranı, Difüzyon Faktörü, ΔT_{0s} (Kademe Sıcaklık Artışı) gibi parametreler irdelenmiştir. Tez dahilinde kullanılmak üzere Visual Basic programı ile jet motor kompresörlerinde başlangıç tasarımları için hesaplama yapabilen “AxiCalc” adlı bir bilgisayar programı yazılmıştır ve örnek olarak iki kademeli eksenel akışlı bir kompresörün başlangıç tasarımı yapılmıştır. Başlangıç tasarımında elde etmek istediğimiz debi, basınç ve verim değerini sağlayacak kompresörün geometrik ölçüleri AxiCalc programı tarafından hesaplanmıştır. Ayrıca kompresörün s/c değerleri bütün kanatlar için kök kısmından uç kısmına kadar optimize edilmiştir. Geometrik ölçüleri AxiCalc tarafından elde edilen eksenel kompresör NX9.0 CAD programı ile katı modele dönüştürüldükten sonra Ansys CFX ile HAD analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar mukayese edilmiştir ve AxiCalc ile HAD sonuçlarının çok yakın olduğu gözlemlenmiştir. Sonuç olarak AxiCalc’ın eksenel kompresörlerin başlangıç tasarımlarında hızlı bir şekilde, nihai tasarıma yakın değerler verebilen pratik ve güçlü bir yazılım olarak kullanılabilceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Eksenel Akışlı Kompresör, Türbomakine, Jet Motoru.

SUMMARY

In this work, Jet engine axial flow compressors and the factors such as s/c (pitch/chord) ratio, Diffusion Factor, ΔT_{0s} (stage stagnation temperature rise) which affect the efficiency have been examined. A Visual Basic code named “AxiCalc” has been developed in order to make preliminary axial flow compressor designs and as a sample model, preliminary design calculations have been proceeded for a two stage axial flow compressor. In addition, s/c values have been optimized for all blades in the stages from root to tip for the compressor. In the preliminary design, the geometric dimensions have been calculated by AxiCalc for requested massflow rate, pressure ratio and efficiency values. After the results have been obtained, the 3D model of axial flow compressor has been generated by NX 9.0 and CFD analysis has been proceeded for the compressor. The results obtained have been compared and satisfactory agreement between the results of AxiCalc and CFD calculations is observed. Consequently, it is demonstrated that AxiCalc can be used for axial flow compressor preliminary design as a practical and powerful tool.

Key Words: Axial Flow Compressor, Turbomachinery, Jet Engine.

TEŞEKKÜR

BaŐta, yüksek lisans eğitimimde ve akademik hayatımda desteğini ve yardımlarını hiğbir zaman esirgemeyip bilgisi ile bu alıŐmanın oluŐmasının yolunu açan danıŐmanım Yrd. Doç. Dr. Salih Özen ŐNVERDİ'ye,

tez çalıŐmamda yapmış olduğum HAD analizleri konusunda sonuna kadar sabırla destek veren arkadaŐım Gökhan GÜLER'e,

göstermiŐ olduğu sabırdan dolayı sevgili eŐim Funda MEHEL'e, bu zamana kadar bana maddi ve manevi desteğini esirgemeyen annem Sevil OLDUR ve ağabeyim Metin MEHEL'e en içten teŐekkürlerimi sunarım.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiv
TABLolar DİZİNİ	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği	1
2. EKSENEL KOMPRESÖRLER	3
2.1. Eksenel Kompresörlerin Temel Çalışma Prensipleri	8
2.2. Kanatlarda Süpürme ve Eğilme	10
2.3. Kompresörlerde Hız Kaybı (Stall) ve Dalgalanma (Surge)	12
2.4. Uç Açıklığı (Tip Clearance)	13
2.5. Kademe Basınç Oranı Limiti	14
3. HESAPLAMA TEORİSİ	17
3.1. Başlangıç Teorisi	17
3.2. Kademe Basınç Oranını Etkileyen Faktörler	21
3.2.1. Kanat Uç Hızı (Tip Speed)	21
3.2.2. Eksenel Hız	22
3.2.3. De Haller Kriteri	23
3.2.4. Difüzyon Faktörü	24
3.2.5. Blokaj Faktörü	26
3.2.6. Reaksiyon Derecesi	27
3.2.7. İzantropik Verim	27
3.2.8. Politropik Verim	29
3.3. Süreklilik Denklemi	29
3.4. Radyal Eşitlik ve Serbest Vorteks (Free Vortex) Yöntemi	31
3.5. Kanat Tasarımı	34

3.5.1. Kanat Aralığı/Veter (s/c) Oranı	37
3.5.1.1. Difüzyon Faktörü Yöntemi	38
3.5.1.2. Hearsey Yöntemi	38
3.5.1.3. Howell Yöntemi	39
3.5.1.4. Zweifel Kriteri	39
3.5.1.5. McKenzie Yöntemi	40
3.5.2. Ayrılma Açısının (Deviation Angle) Belirlenmesi	40
3.5.2.1. Howell Ayrılma Açısı Yöntemi	40
3.5.2.2. McKenzie Ayrılma Açısı Yöntemi	41
3.5.2.3. Lieblein Ayrılma Açısı Yöntemi	42
3.5.3. Taşıma ve Sürüklenme Kuvvetlerinin Hesaplanması	42
3.6. Adım Adım Hesaplama Süreci	46
4. SONUÇLAR ve YORUMLAR	53
4.1. AxiCalc ile s/c Optimizasyonu	53
4.2. AxiCalc Sonuçları ve CAD Modeli Oluşturma	55
4.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi	64
4.4. Sonuçların Mukayese Edilmesi	70
KAYNAKLAR	80
ÖZGEÇMİŞ	82

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler ve Açıklamalar

Kısaltmalar

A_1	: Rotor giriş akış alanı
A_2	: Rotor-stator arası veya kompresör çıkışı akış alanı
A_3	: Stator çıkış akış alanı
a	: Maksimum kamburluk mesafesi veya ses hızı
α_m	: Stator ortalama kanat açısı
α_1	: Stator hava giriş açısı
α'_1	: Stator kanat giriş açısı
α'_2	: Stator kanat çıkış açısı
α_2	: Stator hava çıkış açısı
b	: Eksenel veter uzunluğu
β_m	: Rotor ortalama kanat açısı
β_1	: Rotor hava giriş açısı
β_2	: Rotor hava çıkış açısı
β'_1	: Rotor kanat giriş açısı veya
β'_2	: Rotor kanat çıkış açısı
c	: Veter uzunluğu
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı
C	: Mutlak hız
C_a	: Eksenel hız
C_D	: Toplam sürüklenme katsayısı
C_{DA}	: Kompresör çeperinden kaynaklanan sürüklenme katsayısı
C_{DS}	: İkincil kayıplardan dolayı oluşan sürüklenme katsayısı
C_{DP}	: Kanat sürüklenme katsayısı
C_L	: Taşıma katsayısı
C_p	: Basınç katsayısı
C_{pi}	: Statik basınç artış katsayısı
C_w	: Dönme - whirl hızı
C_{w1}	: Rotor girişinde whirl hızı

C_{w2}	: Rotor çıkışında whirl hızı
$C_{w2,mean}$: Rotor çıkışında orta hat whirl hızı
$C_{w2,root}$: Rotor çıkışında kök hattı whirl hızı
$C_{w2,tip}$: Rotor çıkışında uç hattı whirl hızı
C_1	: Rotor girişinde mutlak hız
C_2	: Rotor çıkışı - stator girişinde mutlak hız
C_3	: Stator çıkışı - sonraki kademe rotoru girişinde mutlak hız
D	: Sürüklenme kuvveti
DF	: Difüzyon Faktörü
δ	: Ayrılma açısı
ΔT_{0s}	: Orta hat toplam sıcaklık artışı
ε	: Sapma açısı
η_b	: Rotor veya stator kademesi verimi
η_s	: İzantropik verim
$\eta_{s,overall}$: Toplam izantropik verim
η_p	: Politropik verim
\varkappa	: Kanat süpürme açısı veya özgül hacimlerin oranı
h	: Kanat uzunluğu - boyu veya entalpi
i	: Atak açısı - incidence angle
ζ	: Oturma açısı - stagger angle
L	: Taşıma kuvveti
λ	: Blokaj faktörü
Λ	: Reaksiyon derecesi
m	: Kanat profili şekil özelliği
\dot{m}	: Kütleli debi
Ma	: Mach sayısı
Ma_{1t}	: Rotor girişinde uç bağıl Mach sayısı
n	: Kanat sayısı veya politropik işaret
P	: Statik basınç
P_0	: Toplam basınç
P_{01}	: Rotor girişi toplam basıncı
P_{02}	: Rotor - stator arası veya kompresör çıkışı toplam basıncı

P_{03}	: Stator çıkışı toplam basıncı
P_1	: Rotor girişi statik basıncı
P_2	: Rotor - stator arası veya kompresör çıkışı statik basıncı
P_3	: Stator çıkışı statik basıncı
φ	: Akış katsayısı
ψ	: İş katsayısı
r_m	: Kompresör yüzük kesiti ortalama yarıçapı
r_r	: Kompresör yüzük kesiti kök yarıçapı
r_t	: Kompresör yüzük kesiti uç yarıçapı
R	: İdeal gaz sabiti
R_s	: Toplam basınç oranı
ρ_b	: Kanat malzemesi yoğunluğu
ρ_1	: Rotor girişi hava yoğunluğu
ρ_2	: Rotor - stator arası veya kompresör çıkışı hava yoğunluğu
ρ_3	: Stator çıkışı hava yoğunluğu
s	: Kanat aralığı - pitch veya entropi
t	: Kanat profil kalınlığı
T	: Statik sıcaklık
T_0	: Toplam sıcaklık
T_{01}	: Rotor girişi toplam sıcaklığı
T_{02}	: Rotor - stator arası veya kompresör çıkışı toplam sıcaklığı
T_{03}	: Stator çıkışı toplam sıcaklığı
T_1	: Rotor girişi statik sıcaklığı
T_2	: Rotor - stator arası veya kompresör çıkışı statik sıcaklığı
T_3	: Stator çıkışı statik sıcaklığı
θ	: Kamburluk açısı
U	: Kanat hızı
U_1	: Rotor girişinde kanat hızı
U_{1m}	: Rotor girişinde orta hat kanat hızı
U_{1r}	: Rotor girişinde kanat kökü hızı
U_{1t}	: Rotor girişinde kanat ucu hızı
U_2	: Rotor çıkışında kanat hızı
U_{2r}	: Rotor çıkışında kanat kökü hızı

U_{2t}	: Rotor çıkışında kanat ucu hızı
V	: Bağlı hız veya hacim
V_a	: Eksenel hız (C_a)
V_1	: Rotor girişinde bağlı hız
V_m	: Rotor pasajındaki orta hat bağlı hızı
V_{1r}	: Rotor girişinde kök bağlı hızı
V_{1t}	: Rotor girişinde uç bağlı hızı
V_2	: Rotor çıkışında bağlı hız
v	: Kanat eğilme açısı veya özgül yoğunluk
w	: Rotor - stator arası mesafe
\dot{w}	: Ortalama basınç kaybı
HAD	: Hesaplmalı akışkanlar dinamiği

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No:</u>	<u>Sayfa</u>
2.1: a) Eksenel kompresör rotoru, b) Eksenel kompresör kesiti.	3
2.2: Hesaplama sonuçları.	5
2.3: Sonuç text dosyası.	5
2.4: Bezier eğrileri ve kübik B-Spline eğrileri ile oluşturulan kanat profili.	6
2.5 a)Süpürme(Sweep), b)Eğilme(Lean).	7
2.6: Optimizasyon Şeması.	8
2.7: Eksenel kompresör kesiti.	9
2.8: Türbin ve kompresör rotor kanatlarının karşılaştırılması.	10
2.9: a) Süpürme(Sweep), b) Eğilme(Lean).	10
2.10: Rolls Royce jet motoru fan kanatları.	11
2.11: Kanatlarda süpürme ve eğilme.	12
2.12: Kompresör kanatlarında stall oluşumu.	13
2.13: Uç açıklığı.	14
2.14: Basit bir kanat pasajı.	16
3.1: Kompresör kademesinde T-S diyagramı.	18
3.2: Tek bir kademedeki hız üçgenleri.	19
3.3: Rotor girişinde bağlı Mach sayısı.	22
3.4: Artan akış sapmasının etkisi.	23
3.5: Pasaj boyunca kanat basınç ve emme yüzeylerinde ve ortalama hız dağılımı.	24
3.6: Sürtünme kayıplarının difüzyon faktörü ile değişimi.	25
3.7: Blokaj faktörünün kademe numaralarına göre değişimi.	26
3.8: a) İlk kademe eksenel hız dağılımı, b) 4. kademe eksenel hız dağılımı.	27
3.9: İzantropik sıkıştırma.	28
3.10: a) Silindirik koordinatlarda birim hacim elemanı x-r düzlemi, b) Silindirik koordinatlarda birim hacim elemanı r- θ düzlemi.	30
3.11: a) Radyal eşitlik - Önden bakış (b) Radyal Eşitlik - Yandan bakış.	32
3.12: Basit bir kanat dizisi tüneli.	35

3.13:	Kanat dizisi notasyonu.	36
3.14:	Toplam basınç kayıplarının sabit atak açısında sapma açısına göre değişimi.	36
3.15:	Orta yarıçapta açısız sapma ve toplam basınç kaybı.	37
3.16:	Çeşitli s/c oranları için nominal açısız sapmanın nominal çıkış açısı ile değişimi.	39
3.17:	Sınır tabaka kalınlaşmasından dolayı akış çizgilerindeki daralma.	41
3.18:	Kanatlarda etkili olan kuvvetler.	43
3.19:	a) Çeper etkileri, b) İkincil akış etkileri.	45
3.20:	Sabit bir geometri için taşıma ve sürüklenme katsayısı.	46
4.1:	1. kademe stator kök kısmı kanat verimi ve difüzyon faktörü grafiği.	54
4.2:	1. kademe stator orta hat kanat verimi ve difüzyon faktörü grafiği.	54
4.3:	1. kademe stator uç kısmı kanat verimi ve difüzyon faktörü grafiği.	55
4.4:	Stator kanatları için s/c optimizasyon sonuçları	55
4.5:	AxiCalc arayüzü ve ön hesap sonuçları.	56
4.6:	NACA-0009 9.0% yumuşatılmış kanat profil özellikleri.	59
4.7:	1. kademe rotor kök kısmında NACA-0009 9.0% yumuşatılmış kanat profili.	60
4.8:	1. kademe rotor mean kısmında NACA-0009 9.0% yumuşatılmış kanat profili.	61
4.9:	1. kademe rotor uç kısmında NACA-0009 9.0% yumuşatılmış kanat profili.	62
4.10:	İki kademeli aksiyel akışlı kompresör üç boyutlu modeli, izometrik görünüş.	63
4.11:	İki kademeli aksiyel akışlı kompresörün üç boyutlu modeli, yan görünüş.	63
4.12:	İki kanat arası kompresör boyu ilerleyen pasaj.	64
4.13:	Kompresör boyu iki kanat arası pasajın akış hacmi, izometrik görünüş.	65
4.14:	Kompresör boyu iki kanat arası pasajın akış hacmi, yan görünüş.	65
4.15:	Akış hacminin çözüm elemanlarına bölünmüş hali.	66

4.16:	Sınır tabaka çözüm elemanları.	66
4.17:	Akış hacmine sınır değerlerinin uygulanması.	67
4.18:	k-ε türbülans modeli süreklilik ve momentum denklemleri çözümlerinin yakınsaması.	68
4.19:	k-ε türbülans modeli denklemleri çözümlerinin yakınsaması.	69
4.20:	k-ε türbülans modeli giriş-çıkış kütleli debi dengesizliğinin (mass imbalance) yakınsaması.	70
4.21:	Yüzeylerdeki y+ konturları, k-ε modeli.	71
4.22:	Akış çizgileri, k-ε modeli.	71
4.23:	Orta hat kesitlerindeki hız kontur ve vektörleri, k-ε modeli.	72
4.24:	HAD ve AxiCalc statik sıcaklık sonuçları, k-ε modeli.	73
4.25:	HAD ve AxiCalc toplam sıcaklık sonuçları, k-ε modeli.	73
4.26:	HAD ve AxiCalc statik basınç sonuçları, k-ε modeli.	73
4.27:	HAD ve AxiCalc toplam basınç sonuçları, k-ε modeli.	74
4.28:	HAD ve AxiCalc özkütle sonuçları, k-ε modeli	74
4.29:	Yüzeylerdeki y+ konturları, SST modeli.	75
4.30:	Akış çizgileri, SST modeli.	75
4.31:	HAD ve AxiCalc statik sıcaklık sonuçları, SST modeli.	76
4.32:	HAD ve AxiCalc toplam sıcaklık sonuçları, SST modeli.	76
4.33:	HAD ve AxiCalc statik basınç sonuçları, SST modeli.	77
4.34:	HAD ve AxiCalc toplam basınç sonuçları, SST modeli.	77
4.35:	HAD ve AxiCalc özkütle sonuçları, SST modeli	77

TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo No:</u>	<u>Sayfa</u>
2.1: Akışkanın kompresör bileşenlerine göre gösterdiği davranış.	9
2.2: Maksimum güçte tipik aksenal akışlı kompresör ve türbin karakteristikleri.	15
4.1: 2 kademeli aksenal akışlı kompresör için AxiCalc sonuçları.	57
4.2: HAD ve AxiCalc sonuçları, k-ε modeli.	72
4.3: HAD ve AxiCalc sonuçları, SST modeli.	76



1. GİRİŞ

1903 yılında Wright kardeşlerin yaptığı uçak, devamlı olarak uçabilen ilk uçak olarak kabul edilmiştir. Birinci Dünya Savaşı sırasında uçak bir savaş aracı olarak görülmüştür ve savaş bittikten sonra uçaktaki gelişmeler hızla devam etmiştir. 1919 yılında ilk kez Atlantik Okyanusu'nu geçen uçak yolculuğu yapılmıştır. Bu tarihe kadar uçaklarda pistonlu motorlar kullanılmış olup, uçaklar yüksek hızlara geçememiştir. 1929 yılında uçaklarla ilgili yepyeni bir buluş olan jet motoru icat edilmiştir ve bu sayede pistonlu motorlardaki hız limitlerini aşabilen uçaklar tasarlanmıştır. Yüksek verimi, gücü ve güvenilirliği ile jet motorlu uçaklar 1960 yılından itibaren dünyada daha yaygın hale gelmiştir.

Jet motorlarının üstün yönleri fark edildikten sonra bu alanda önemli çalışmalar yapılmış, özellikle kompresör ve türbin verimlerinin iyileştirilmesi gibi konularda çeşitli yaklaşımlarda bulunulmuştur.

Jet motorlarının en önemli bileşenlerinden biri olan kompresörler aksel ve merkezkaç tip olmak üzere ikiye ayrılmaktadır, fakat aksel akışlı kompresörler verim ve debi açısından sahip oldukları potansiyel üstünlüklerden dolayı jet motorlarında daha yaygın olarak kullanılmaktadır.

1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği

Tezin temel amacı tasarım hesaplama süreci çok uzun ve karmaşık olan aksel akışlı kompresörlerin tasarım hesaplama sürelerini önemli ölçüde kısaltarak, başlangıç tasarımı yapabilen güçlü bir yazılım elde etmektir. Bu yazılımda hesaplama tekniği olarak termodinamik bağıntılar, hız üçgenleri ve Newton'un İkinci Yasası kullanılmış olup, izantropik verim hesaplanırken kanat dizisi testlerinden elde edilen ampirik formüller kullanılmıştır. Bu çalışmada kanat aralığı/veter uzunluğu (pitch/chord) oranı rotor ve stator kanatları için ayrı ayrı optimize edilmiştir. Kompresörden elde edilmek istenen debi ve basınç değerleri tez çalışması dahilinde oluşturulan AxiCalc programına girilip iki kademeli aksel kompresör başlangıç tasarımı için hesaplama yapılmıştır. Bu hesaplama sonucu elde edilen kompresör geometrisi NX 9.0 CAD programı ile modellenmiş olup, Ansys CFX 15.0 ile HAD analizi yapılmıştır. Daha

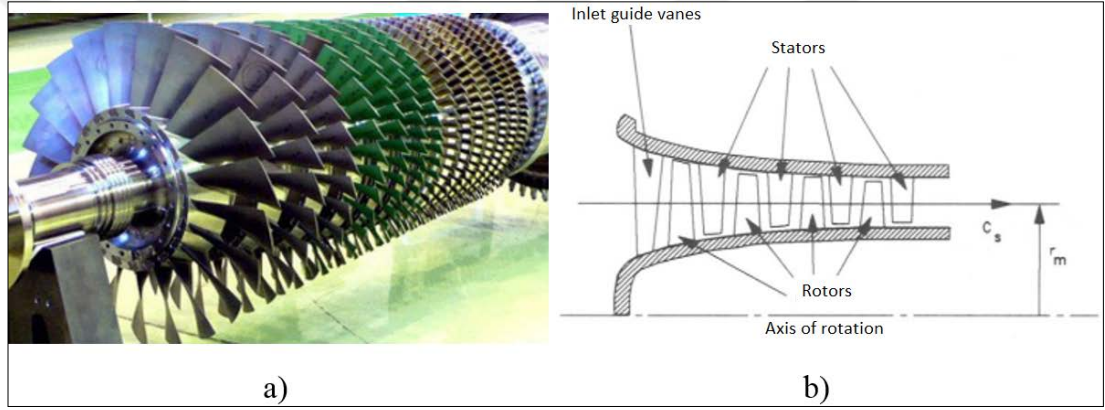
sonra AxiCalc programı çıktıları ile HAD sonuçları karşılaştırılmış, bulguların birbirlerine yakın olduğu gözlemlenmiştir.

Tez çalışması sonucunda yüzlerce aksenal kompresör başlangıç tasarımını dakikalar içerisinde yapabildiği bir yazılım elde edilmiş, son tasarıma doğru ilerlerken yapılması gereken, uzun zaman ve maliyet gerektiren HAD analizlerinin sayısı büyük oranda azaltılmıştır.



2. EKSENEL KOMPRESÖRLER

Eksenel kompresör akışkan olarak kullanılan gazı sürekli olarak basınçlandıran bir turbo-makinedir (Şekil 2.1). Çalışma prensibi olarak akışkan, kompresörün dönme eksenine paralel hareket eder. Rotor kanatları akışkana sürekli olarak tork uyguladığı için akışkanın enerji seviyesi kompresör boyunca artar. Stator kanatları akışın çizgisel hız bileşenini basınca çevirip akışkanı yavaşlatır. Kompresörler tipik olarak elektrik motoru veya gaz türbini ile tahrik edilir [Yahya, 2011]. Temel olarak jet motorlarında ve elektrik üretim santrallerinde sisteme gerekli debiyi ve basıncı sağlayan önemli bir bileşen olarak kullanılırlar.



Şekil 2.1: a) Eksenel kompresör rotoru, b) Eksenel kompresör kesiti.

Merkezkaç kompresörlere kıyasla eksenel kompresörler daha yüksek debi, basınç oranı ve verime ulaşabilirler. Ancak, bunu sağlamak için birden fazla kademeye sahip olmaları gerekmektedir ve bu da eksenel kompresörleri merkezkaç kompresörlere kıyasla daha karmaşık ve pahalı yapmaktadır.

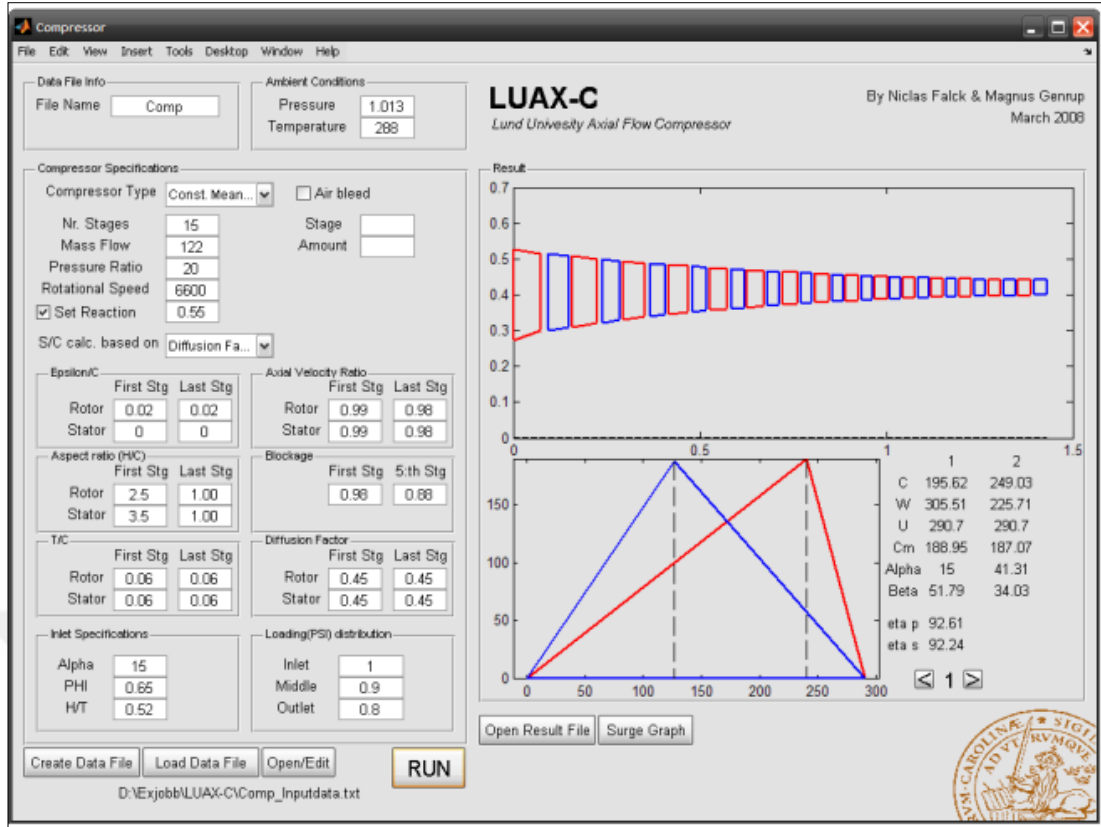
Eskiden 10 kademeli bir eksenel kompresör 5:1 basınç oranına ulaşabilirken, yıllar geçtikçe eksenel kompresörlerde ve turbo-fan motorlarındaki gelişmelerle kompresörlerin sağlayabileceği basınç oranları 30:1'e kadar ulaştı. Hatta süperonik uçuşlarda bu oran 40:1 civarlarına çıkabildi. Devam eden aerodinamik gelişmelerin bir sonucu olarak, yüksek basınç oranları daha düşük kademe sayılarına sahip eksenel kompresörlerden elde edilebildi ve düşük kademe sayısından dolayı kompresör ağırlığında önemli ölçüde azalma sağlandı. Fakat yüksek basınç oranı, yüksek Mach sayısı ve büyük açısallık anlamına gelir ki, bu ağırlığın pek de önemli olmadığı

endüstriyel gaz türbinlerinde kademe sayısının artırılması ile önlenebilir. Fakat jet motorlarında hafiflik önem kazandığından dolayı, kademe sayısı mümkün olduğunca düşük ve buna karşılık gelen basınç oranları da yüksek olmalıdır [Mutto, 1996].

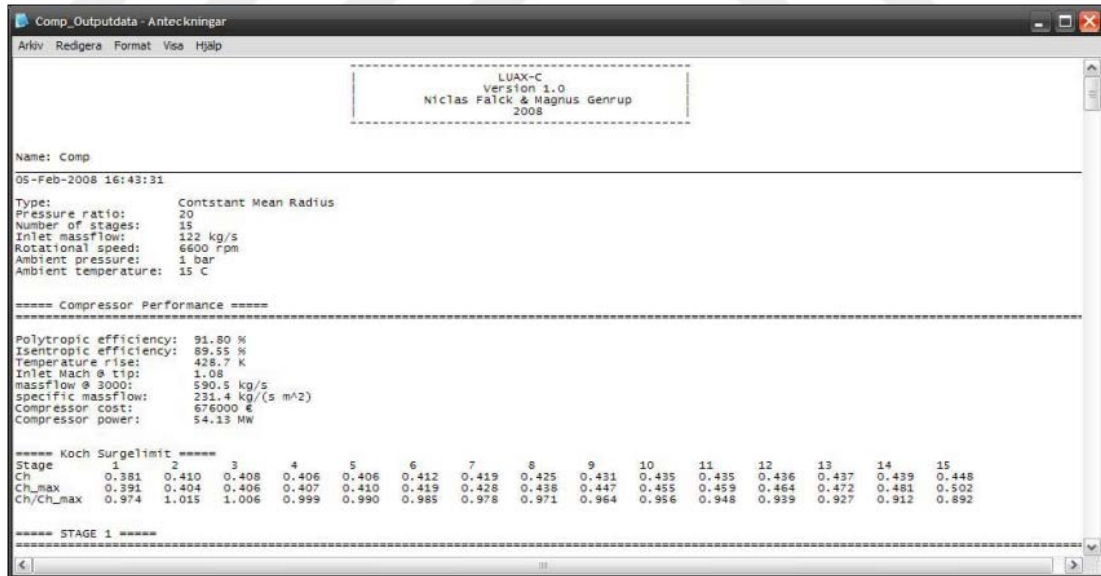
Yüksek verim, düşük kademe sayısı ve yüksek basınç oranını yakalamak için tasarımcının reaksiyon derecesi, kanat aralığı/veter uzunluğu oranı s/c , ortalama kademe toplam sıcaklık artışı ΔT_{0s} ve difüzyon faktörü gibi bazı parametreleri hassas bir şekilde irdeleyip hesaba katması gerekmektedir. Bu parametreler doğrudan kompresör verimini etkilemektedir ve bunların arasında bir optimizasyon söz konusudur. Başlangıç tasarımı elde edildikten sonra, iteratif olarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri ile son tasarıma gidilmelidir. Bu amaçla, bilgisayar teknolojilerindeki gelişmeler sayesinde, son yıllarda bazı ön tasarım hesaplayıcı programlar geliştirilerek, çeşitli uygulamalar yapılmıştır.

Niclas Falck (2008) “Axial Flow Compressor Mean Line Design” başlıklı tezinde eksenel kompresör başlangıç tasarımı hesaplaması yapabilen bir yazılım geliştirmiştir. Kompresör orta akış hattı üzerinde aero-termodinamik ilkelere göre hesaplar yapılmıştır. Kompresör geometrisi sabit dış çap, sabit orta çap ve sabit kök çapı olarak üç bölüme ayrılmıştır. Giriş parametreleri olarak basınç oranı, debi, yükselme oranı h/c , kanat kalınlığı/veter oranı t/c , kademe reaksiyonu ve kök yarıçapı/dış yarıçap oranı r_r/r_t alınmıştır. Akışkanın kanat giriş ve çıkışlarındaki hız bileşenlerini hesaplamak için hız üçgenleri kullanılmış ve eksenel hız sabit kabul edilmiştir.

Basınç oranı ve kademe reaksiyon derecesini hesaplamak için iteratif hesaplamalar yapılmıştır. Reaksiyon derecesi değiştirilip, diğer parametreler sabit tutularak, basınç oranı ayarlanmıştır. Kademe reaksiyon derecesi önemli ölçüde kanat giriş ve çıkış açlarına bağlıdır. Yapılan çalışmanın sonuçları şekil 2.2 ve şekil 2.3’de gösterilmiştir [Falck, 2008].



Şekil 2.2: Hesaplama sonuçları.

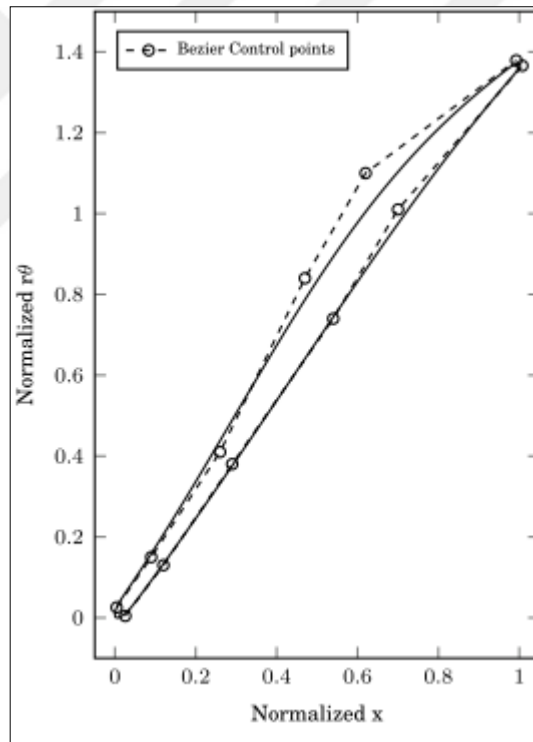


Şekil 2.3: Yazılı sonuç dosyası.

Lars Ellbrant (2014), "Multi-objective CFD-based design method for axial compressors" başlıklı çalışmada, aksel kompresörler için HAD temelli yeni bir aerodinamik tasarım yöntemi geliştirmiştir. Kompresör gereksinimlerinin tümü bir

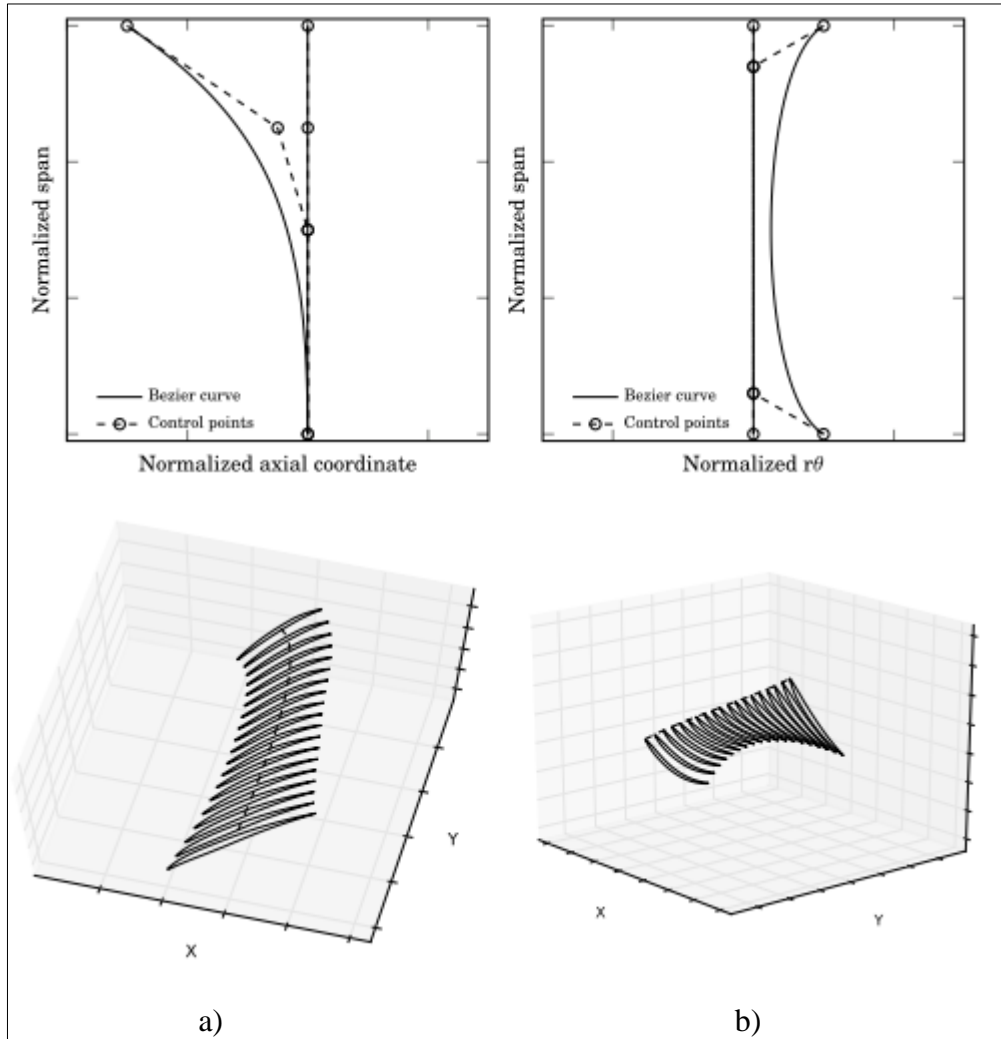
uçuş kaydından alınmıştır. Aerodinamik açıdan temel gereksinimler basınç oranı, debi ve arzu edilen verim ile birlikte kademe sayısı azaltılarak kompresör ağırlığının azaltılmasıdır.

Aerodinamik hesaplamalar tipik olarak orta hat akışı üzerinde gerçekleştirilmiştir. En temel hesaplama teknikleri arasında hız üçgenleri kanat giriş ve çıkışları için kullanılmış olup sabit orta hat yarıçapı ve sabit aksenal hız varsayımı yapılmıştır. Hız üçgenleri kanat hızı U ile normalize edilmiş ve akış katsayı ϕ , iş katsayısı ψ ve reaksiyon derecesi R olarak boyutsuzlaştırılmıştır. Kanat profilleri NACA 65 serisi ve British C serisi gibi veri tabanlarından seçilmiştir. Kanat profili kambur çizgisi üzerine kurulmuş olup, kalınlık dağılımı ve burun eğrileri hücum ve firar kenarlarını tanımlamıştır. Şekil 2.4’de gösterildiği gibi profiller Bezier eğrileri ve B-Spline eğrileri ile oluşturulmuştur [Ellbrant, 2014].



Şekil 2.4: Bezier eğrileri ve kübik B-Spline eğrileri ile oluşturulan kanat profili.

Şekil 2.5’de farklı akış hatlarındaki profiller Bezier eğrileri ve B-Spline eğrileri ile elde edilen istifleme çizgisi üzerine dizilmiştir. İstifleme çizgisi ile kök, orta ve uç kısımlardaki kanat profilleri birbirlerine göre hareket ettirilmiş, bu sayede kanatlarda süpürme (sweep) veya süpürme ve eğilme (lean) kombinasyonu elde edilmiştir [Ellbrant, 2014].

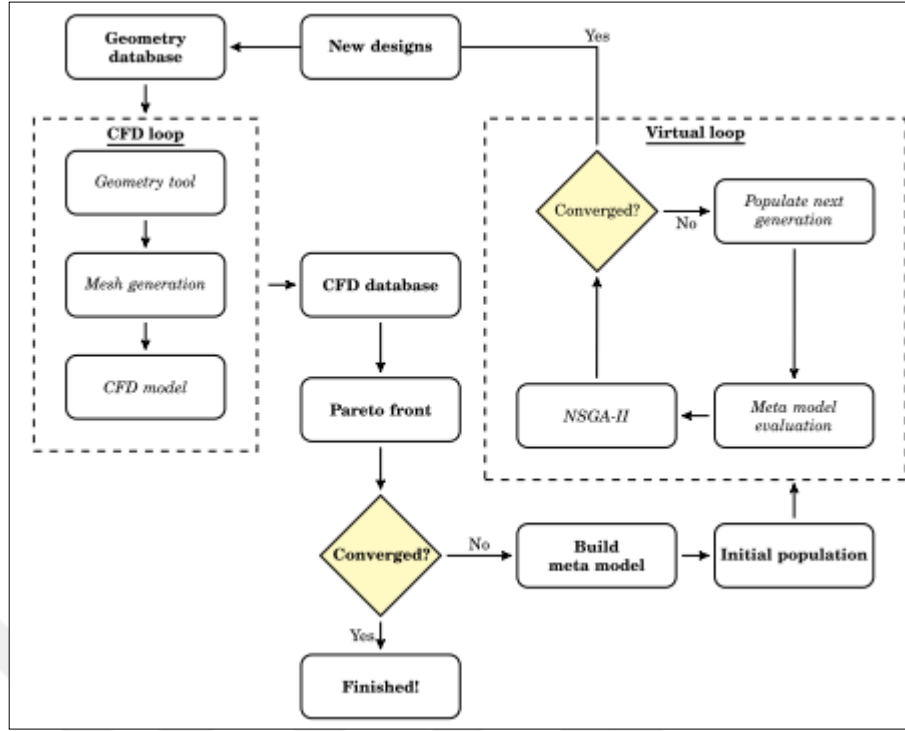


Şekil 2.5: a) Süpürme (Sweep), b) Eğilme (Lean).

HAD çözücü sıkıştırılabilir RANS denklemleri ile $k-\varepsilon$ türbülans modelini kullanmaktadır. HAD analizlerinin temel amacı kanatları performans açısından derecelendirmektir. Bu açıdan bakıldığında gerçeğe çok yakın sonuçlar almaya gerek yoktur, çünkü önemli olan çözücünün farklı kanatlarla yapılan analizlerde, verimler arasındaki farkı bağıl olarak hesaplayabilmesidir. Mesh çalışmasında y^+ değeri için 30-300 hedeflenmiştir.

Optimizasyon çalışmasında, ilk adımda çeşitli başlangıç kanat profilleri üretilmiş, HAD analizine bağlı olarak çalışan sistemde, çeşitli analizler yapılarak iteratif bir şekilde hedef fonksiyonlarının istenilen değerlere yakınsaması sağlanmıştır.

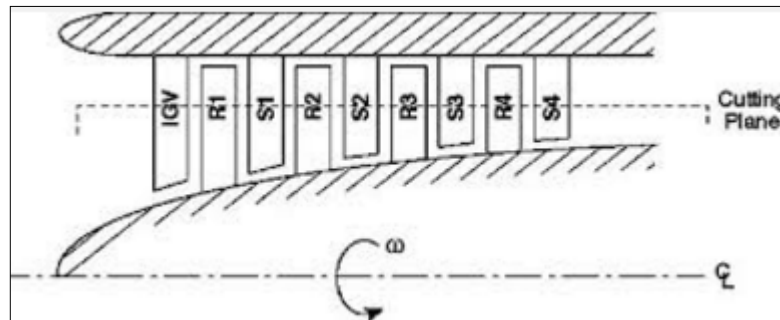
Elde edilen sonuçlar genetik algoritma (NSGA-2) ile değerlendirilip sonraki adımlara geçilmiştir. Bu işlemleri yapabilmek için bir süper bilgisayar kullanılmıştır. Optimizasyon şeması şekil 2.6'da gösterilmiştir [Ellbrant, 2014].



Şekil 2.6: Optimizasyon Şeması.

2.1. Eksenel Kompresörlerin Temel Çalışma Prensibi

Eksenel akışlı kompresörler birden fazla rotor-stator çiftinden oluşur. Şekil 2.7’de görüldüğü gibi rotor kanatları kompresörün şaftına bağlı, stator kanatları da kompresörün dış kasasına bağlıdır ve rotor hareketli, stator hareketsizdir. Her bir rotor-stator ikilisine kademe ismi verilir [Mutto, 1996].



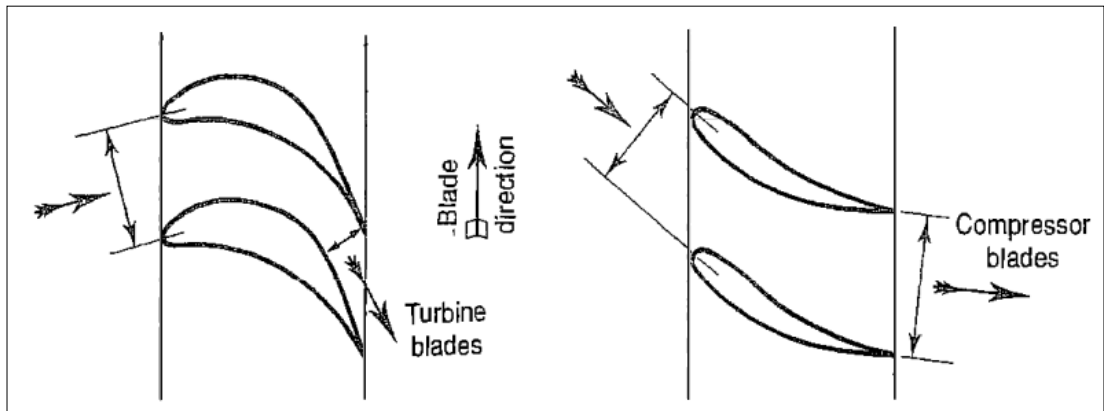
Şekil 2.7: Eksenel kompresör kesiti.

Akışkan başlangıç olarak rotor kanatlarında ivmelendirilir, ve sonra stator kanatları arasında yavaşlatılır. Bu sayede akışkanın rotor kanatlarında sahip olduğu kinetik enerji statik basınca dönüştürülür. Bu işlem ardışık kademelerde yinelenerek istenilen basınç oranı elde edilir [Mutto, 1996]. Bu esnada akışkan özelliklerinde meydana gelen temel değişimler tablo 2.1 de belirtilmiştir [Flack, 2005].

Tablo 2.1: Akışkanın kompresör bileşenlerine göre gösterdiği davranış.

	Absolute Velocity	Relative Velocity	Area	p	p_t
IGV	Increases	Increases	Decreases	Decreases	Constant
Rotor	Increases	Decreases	Increases	Increases	Increases
Stator	Decreases	Decreases	Increases	Increases	Constant

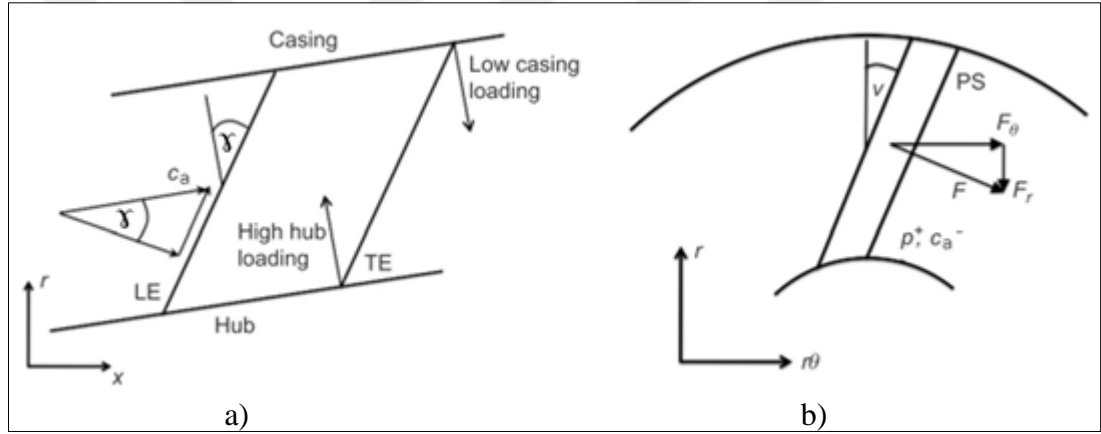
Proses rotor ve statorlarda birbirini takip eden difüzyon serilerinden oluşmaktadır. Akışkanın rotor kanatlarında mutlak hızının artmasına rağmen, bağıl hızı azalmaktadır ve bu da rotor içerisinde difüzyona sebep olur. Kademelerdeki difüzyon miktarının bir limiti vardır ve bundan dolayı kompresör kademesinde basınç artışı sınırlıdır. Akış her zaman ters basınç gradyentine maruzdur ve yüksek basınç oranı kompresör tasarımını daha da zorlaştırır. Şekil 2.8’de kompresörlerde iki rotor kanadı arası boşluk giderek artmasına rağmen türbinde azalmaktadır [Mutto, 1996].



Şekil 2.8: Türbin ve kompresör rotor kanatlarının karşılaştırılması.

2.2. Kanatlarda Süpürme ve Eğilme

Süpürme (sweep), şekil 2.9.a) ve şekil 2.11’de gösterildiği gibi kanat hücum veya firar kenarının yerel aksenal hız vektörüne dik olmamasıdır [Dixon, 2014],[Denton, 2002]. Farklı bir deyişle kanat profillerinin veter doğrultusunda hareket ettirilmesidir. Normal hız bileşeni olan c_a , $c_a \cos \gamma$ ’ya dönüşür (γ kanat süpürme açısıdır). Süpürmenin bir etkisi, kanat yüzeyine dik olan etkili hızı düşürmek ve böylece yerel kanat yükünü ve yüzey Mach sayısını azaltmaktır. Bu yaklaşım uçaklarda şok dalgalarından dolayı oluşan transonik kayıpları engellemek için uçak kanatlarının üçgen yapıda olması ile aynıdır. Transonik kompresör rotorları için süpürme şok oluşum bölgesini değiştirmek ve şokun gücünü azaltmak için kullanılır.



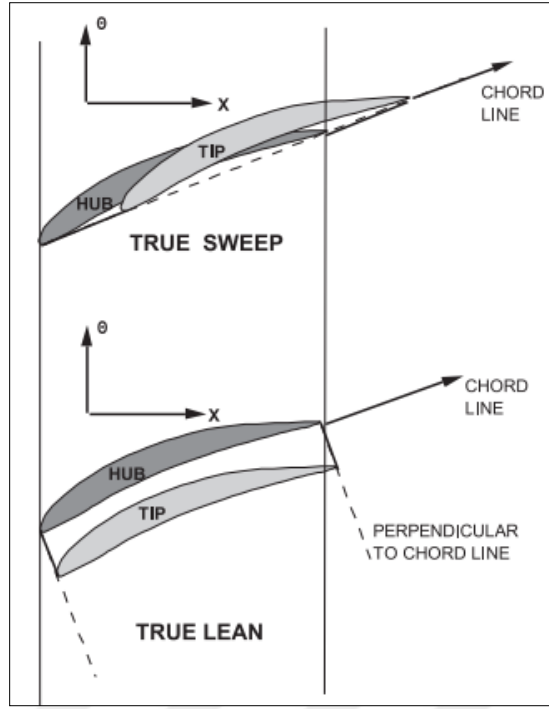
Şekil 2.9: a) Süpürme (Sweep), b) Eğilme (Lean).

Wadia, Szucs ve Crall (1998)’in keşfi üzere, geri süpürülmüş transonik kompresör kanatları şok dalgalarının kanadın hücum kenarına yakın yerlerde oluşmasından dolayı düşük kararlılıktadır, oysa ki öne süpürülmüş kanatlar tipik olarak daha kararlı ve daha yüksek verime sahiptir. Şekil 2.10’da gösterildiği gibi büyük jet motorlarındaki modern fan kanatları öne ve arkaya süpürülmüş kombinasyona sahiptir.



Şekil 2.10: Rolls Royce jet motoru fan kanatları.

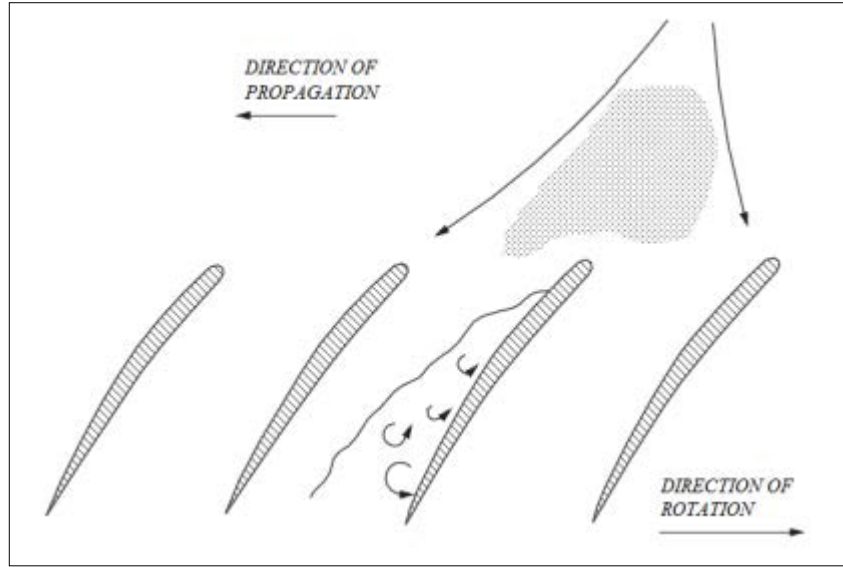
Eğilme (lean), şekil 2.9.b) ve şekil 2.11’de detaylı olarak gösterildiği gibi kanat profillerinin vetere dik doğrultuda kaydırılmasıdır. Rotordaki merkezkaç kuvvet radyal yönde doğrusal istifleme gerektirdiğinden dolayı, eğilme rotordan çok stator kanatlarında kullanılmaktadır [Dixon, 2014],[Denton, 2002]. Eğilmenin temel etkisi radyal basınç gradyentine ek olarak bir radyal kanat kuvveti oluşturmak, ve böylece hız alanını değiştirmektir. Örneğin eğer bir stator kanadının basınç yüzeyi kompresörün kök kısmına doğru eğilirse, kök kısmındaki statik basınç artarken aksenal hız azalır ve böylelikle kayıplar azaltılabilir. Bu etki yüksek kanat uzunluklarına sahip olan kanatlarda başarılı bir şekilde uygulanmaktadır fakat kayıplar üzerinde çok az etkisi bulunmaktadır.



Şekil 2.11: Kanatlarda süpürme ve eğilme.

2.3. Kompresörlerde Hız Kaybı (Stall) ve Dalgalanma (Surge)

Hız kaybı (stall), kompresör kanatlarında hücum açısının belirli bir değeri geçmesi ile oluşan ve kompresör kanatları arasında girdap oluşturup etkili akış alanının azalmasına sebep olan, akışın kanat yüzeylerinden önemli ölçüde ayrılmasıdır. Etkin akış alanının azalması, kompresör debisinde ani bir düşüşe sebep olur, debi düştüğünde aksel hız azalır ve kanat hücum açısı artar. Böylece şekil 12'de gösterildiği gibi kompresör kademelerinde art arda ilerleyen hız kaybı (stall) oluşumu gözlemlenebilir [Perrotti, 2013]. Bu olayı engellemek için genelde iki yöntem kullanılır: İlki kompresörün orta kademelerinden dışarı akışkan tahliyesi yapmak, diğeri ise birkaç kademedeki stator kanat açılarını değiştirilebilir olarak tasarlamak veya giriş kılavuz kanatçıkları koymaktır. Bu sayede diğeri kademeye geçen akışkanın doğrultusu değiştirilir ve hücum açısı düşürülür.

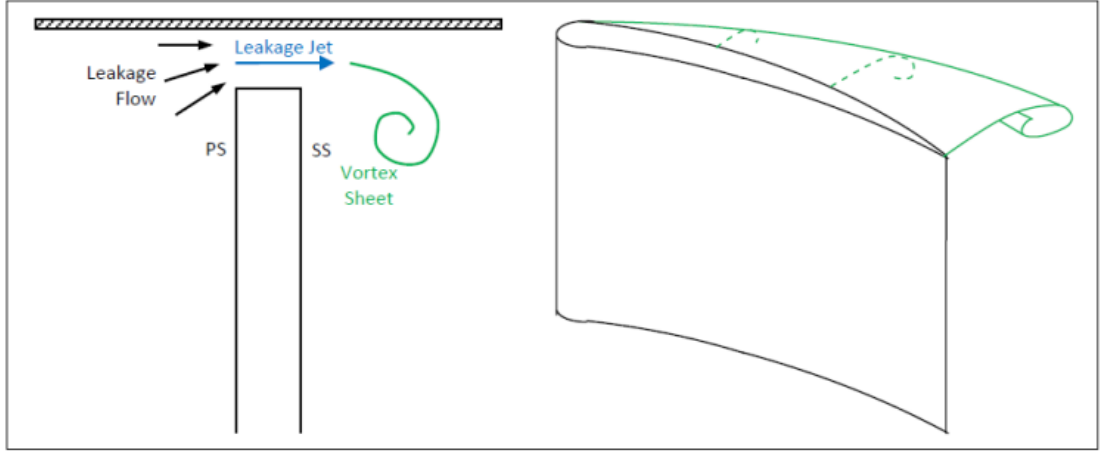


Şekil 2.12: Kompresör kanatlarında stall oluşumu.

Kompresörlerde en tehlikeli olay dalgalanmadır (surge). Tipik bir kompresörde, etkin akış alanını azalttığınızda debi azalırken statik basınç artar. Basınç artışının belirli bir değerinden sonra kompresör çevresince akışta ani ve keskin değişimler meydana gelir. Bu değişimlere dalgalanma (surge) adı verilir ve akışın titreşimine sebep olur. Bu titreşimlerin frekansı kompresör componentlerinin doğal frekansı ile çakıştığında rezonans meydana gelir ve kompresörde ciddi hasarlara sebep olur. Dalgalanma (surge) aynı zamanda ses seviyesini, titreşimi, eksenel shaft pozisyonunu, basınç dalgalanmalarını artırır. Hız kaybı (stall) ve dalgalanma (surge) birbiri ile karıştırılmamalıdır. Dalgalanma (surge) oluşumundan kesinlikle kaçınılmalıdır, fakat çok kademeli bir kompresörde hız kaybı (stall) oluşsa bile kompresör çalışmaya devam edebilir [Perrotti, 2013],[Falck, 2008].

2.4. Uç Açıklığı (Tip Clearance)

Rotor ile kompresör gövdesi arasındaki sürtünmeden kaçınmak için küçük bir açıklık bırakmak gerekmektedir. Şekil 2.13’de gösterildiği gibi akışkan bu açıklıktan sızarken vorteks oluşturur ve basınç düşüşü meydana gelir [Perrotti, 2013].



Şekil 2.13: Uç açıklığı.

Kompresörün son kademesinde elde edilmek istenen basınç artışını ve debiyi sağlamak için kesit alanı düşürülür, bu da kanat boyunun kısa olması manasına gelir ki, kanat ucu açıklığının kanat boyuna oranı yüzde olarak artar ve böylece basınç düşüşü artar, verim azalır. Genelde %1 uç açıklığı/kanat boyu oranı için verimde %1-2 arasında düşüş meydana gelirken, basınç artışında % 4-6 arasında düşüş meydana gelir [Perrotti, 2013],[Chen, 1991].

2.5. Kademe Basınç Oranı Limiti

Kompresör basınç oranı arttığında termodinamik verim artar. Bu yüzden basınç oranı akım ayrılması olmaksızın mümkün olduğunca arttırılmaya çalışılır. Halen modern kompresörlerde tek bir kademedeki basınç oranı 1,25-1,30 civarındadır. Tablo 2.2’de mevcut jet motorlarındaki toplam basınç oranları verilmiştir [Flack, 2005].

İlk olarak rotor ve stator pasajlarının birer difüzör olduğunu bilmemiz gerekir. Her iki pasaj alanları akış ilerledikçe artmaktadır ki bu da statik basınçta artışa sebep olur. Böylece ters basınç gradyentleri oluşur ve bu da akış kopmalarına sebep olacaktır. Bu ayrılmalar kompresörün çalışma sınırını hız kaybı (stall) ve dalgalanma (surge) alanına sokmaktadır. Bu limiti basit olarak belirlemek için Hill ve Peterson (1992) basınç katsayısı ifadesini kullanmışlardır:

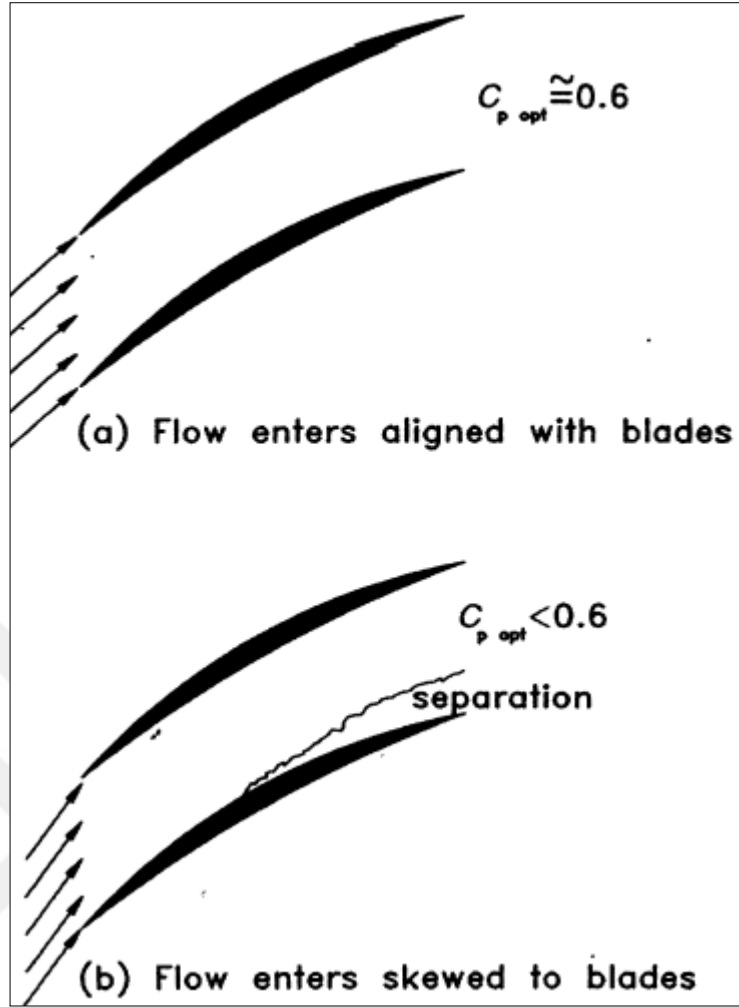
$$C_p = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho_i V_i^2} \quad (2.1)$$

Tablo 2.2: Maksimum güçte tipik aksel akışlı kompresör ve türbin karakteristikleri.

Engine	Manufacturer	Type and No. of Compressive Stages	Overall Total Pressure Ratio	Bypass Ratio	LP+(IP)+HP Turbine Stages
CF6-50C2B	GE	1F, 3A, 14A	31.1	4.6	4+2
CF6-80C2A5	GE	1F, 4A, 14A	31.5	5.3	5+2
F101-102	GE	2F, 9A	26.8	1.9	1+2
F110-100	GE	3F, 9A	30.4	0.8	1+2
CF34-3A	GE	1F, 14A	21	6.2	4+2
F404	GE	3F, 7A	26	0.33	1+1
GE90-115B	GE	1F, 4A, 9A*	42	9.0	6+2
J79-8	GE	17A	12.9	NA	3
J85-17AB	GE	8A	6.9	NA	2
CFM56-5B1	CFM	1F, 4A, 9A	32	5.5	4+1
GP 7200	EA	1F, 4A, 9A	43.9	8.7	5+2
TF30-P-100	PWA	3F, 13A	21.8	0.7	3+1
F100-PW-232	PWA	3F, 10A	35	0.34	2+2
JT8D	PWA	2F, 11A	18.2	1.7	3+1
JT9D	PWA	1F, 15A	26.7	4.8	4+2
PW2037	PWA	1F, 5A, 11A	27.4	6	5+2
PW4056	PWA	1F, 4A, 11A	30.0	4.9	4+2
PW4098	PWA	1F, 6A, 12A	42.8	6.4	7+2
F117	PWA	1F, 5A, 11A	30.8	5.9	5+2
J52	PWA	12A	13.6	NA	2
J58	PWA	9A	8.8	NA	2
J75	PWA	8A, 7A	12.0	NA	2+1
Spey-101	RR	4F, 12A	16.5	0.7	2+2
RB211-535C	RR	1F, 7A, 6A	34.5	4.3	3+1+1
Trent 895	RR	1F, 8A, 6A	41.6	6.5	5+1+1
Tyne	RR	6A, 9A	13.5	NA	3+1
Viper 522	RR	8A	5.6	NA	1
T56A-15	RR	14A	9.5	NA	4
ALF502	Honeywell	3F, 7A, 1R	13.8	5.6	2+2
TFE731-2	Honeywell	1F, 4A, 1R	13	2.7	3+1

F = Fan stages
A = Axial Compressor stages
*1F, 4A, 9A = 1 Fan + 4 Axial stages on low speed shaft 9 Axial stages on high speed shaft etc
R = Radial stages

Burada V_i giriş bağılı hızıdır. Şekil 2.14’de gösterildiği gibi akış ayrılmalarının olmaması için basınç katsayısı C_p 0,6’dan küçük olmalıdır. Eğer basınç oranı 0,6’dan büyük olursa akış ayrılmaları meydana gelebilir. Akış ayrılmaları meydana geldikten sonra efektif akış alanı azalmaya başlar ve basınç düşüşü meydana gelir, bunu takiben kompresörde dalgalanma (surge) meydana gelir ve verim önemli ölçüde düşer. Eğer akış kanatlar çarpık geliyorsa veya kanat profilleri yüksek derecede eğimli ise bu sınır 0,1 ile 0,4 aralarına düşürülmelidir [Flack, 2005].



Şekil 2.14: Basit bir kanat pasajı.

3. HESAPLAMA TEORİSİ

Bu bölümde ilk olarak bilinmesi gereken bazı kavramlardan bahsedilip, daha sonra tezde kullanılan hesaplama teknikleri detaylı bir şekilde gösterilecektir. Hesaplamalar temel olarak bir boyutlu genel termodinamik ve akışkanlar mekaniği yasaları, orta yarıçap hat yöntemi (meanline design), serbest vorteks (free vortex) dizayn yöntemi ve hız üçgenleri ilkelerine dayanmaktadır. Tasarım girdileri olarak debi, basınç oranı, aksenal hız C_a ve kanat kök/uç yarıçap oranı r_r/r_t seçilmiştir. Bu parametreler kullanılarak kompresör giriş-çıkış alanları ve sıcaklıkları orta hat bölgesinde hesaplanmıştır. Bu şekilde arzu edilen kademe sayısı, shaft hızı N , kademe ortalama sıcaklık artışı ΔT_{0s} ve kademe ortalama basınç artışları belirlenmiştir. Reaksiyon derecesi Λ bütün kademeler için belirlendikten sonra kanat hücum ve firar kenarlarındaki açılar kökten uç kısma kadar hesaplanmıştır. Bu hesaplar yapılırken kanat dizisi testlerinden elde edilen deneysel formüller de kullanılmış olup, üç boyutlu akış etkileri ile her kademedeki kanat sayısı, kayıplar ve verim hesaplanmıştır.

Bütün bu hesaplamaları çok kısa sürede yapabilmek için Visual Basic kodları ile AxiCalc isimli bir program yazılmıştır. AxiCalc aynı zamanda yüzlerce kompresör tasarım hesabını dakikalar içerisinde yapabilmektedir. Böylece bazı parametreleri sabit tutup, diğerleri değiştirildiğinde verime etki eden parametrelerin incelenmesi ve optimize edilmesine ön olanak sağlamaktadır. Ancak tezin asıl amacı, güçlü bir ön tasarım hesaplama programı oluşturmak ve HAD analizi gereksinimlerini mümkün olduğunca azaltmaktır.

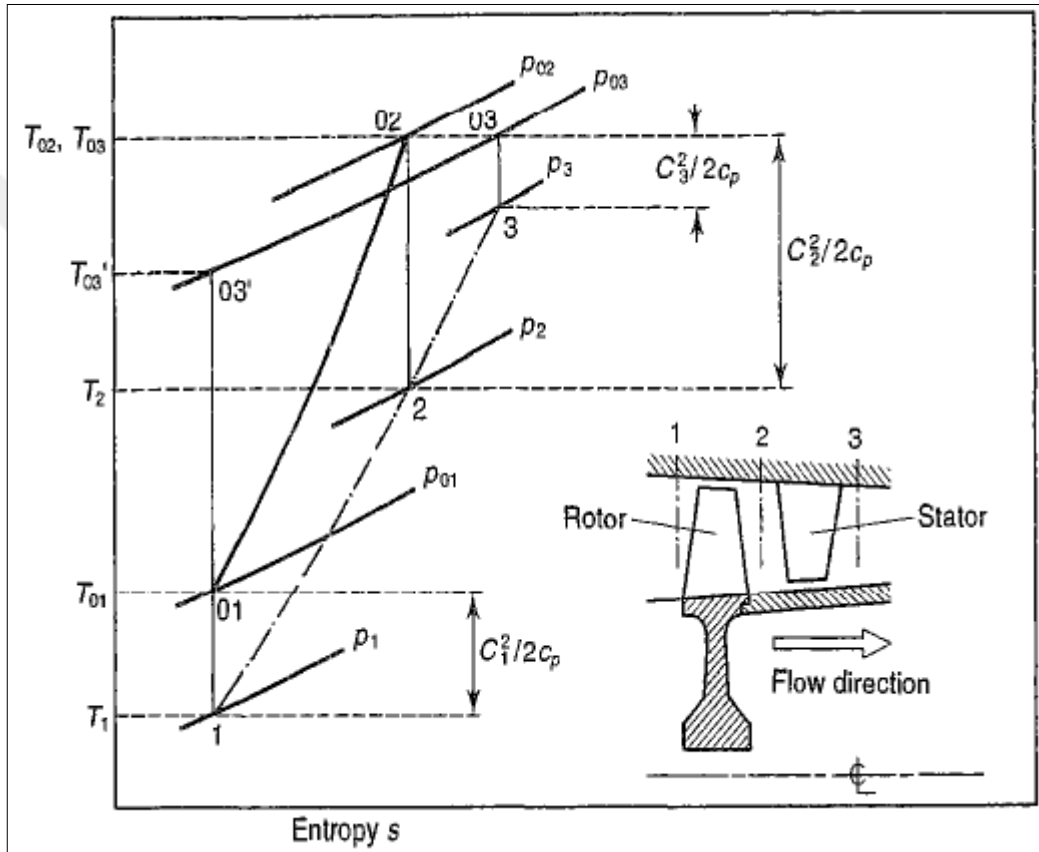
Örnek olarak bu tezde AxiCalc programında iki kademeli aksenal kompresör tasarım hesaplaması yapılmış olup, HAD analizi ile mukayese edilmiştir.

3.1. Başlangıç Teorisi

Şekil 3.1'de tipik kompresör kademesi gösterilmektedir. Rotorla sürekli akış enerji eşitliği uygulandığında, proses adyabatik kabul edilerek, güç aşağıdaki gibi elde edilir:

$$W = \dot{m}c_p(T_{02} - T_{01}) \quad (3.1)$$

Statordan herhangi bir iş elde edilmediği için işlem sonucu $T_{02}=T_{03}$ olur. Bütün güç rotorda absorbe edilir ve stator sadece toplam sıcaklık sabitken kinetik enerjiyi statik basınçtaki artışa dönüştürür. Toplam basınç artışı tamamen rotorda meydana gelir, ancak pratikte statordaki sürtünme kayıplarından dolayı toplam basınçta bir düşüş meydana gelir. Kayıplar aynı zamanda rotorda da meydana gelir ve toplam basınç artışı izantropik sıkıştırmada elde edilenden daha az olur. Şekil 3.1'deki T-S diyagramında rotor ve statordaki kayıpların etkileri gösterilmiştir [Mutto, 1996].

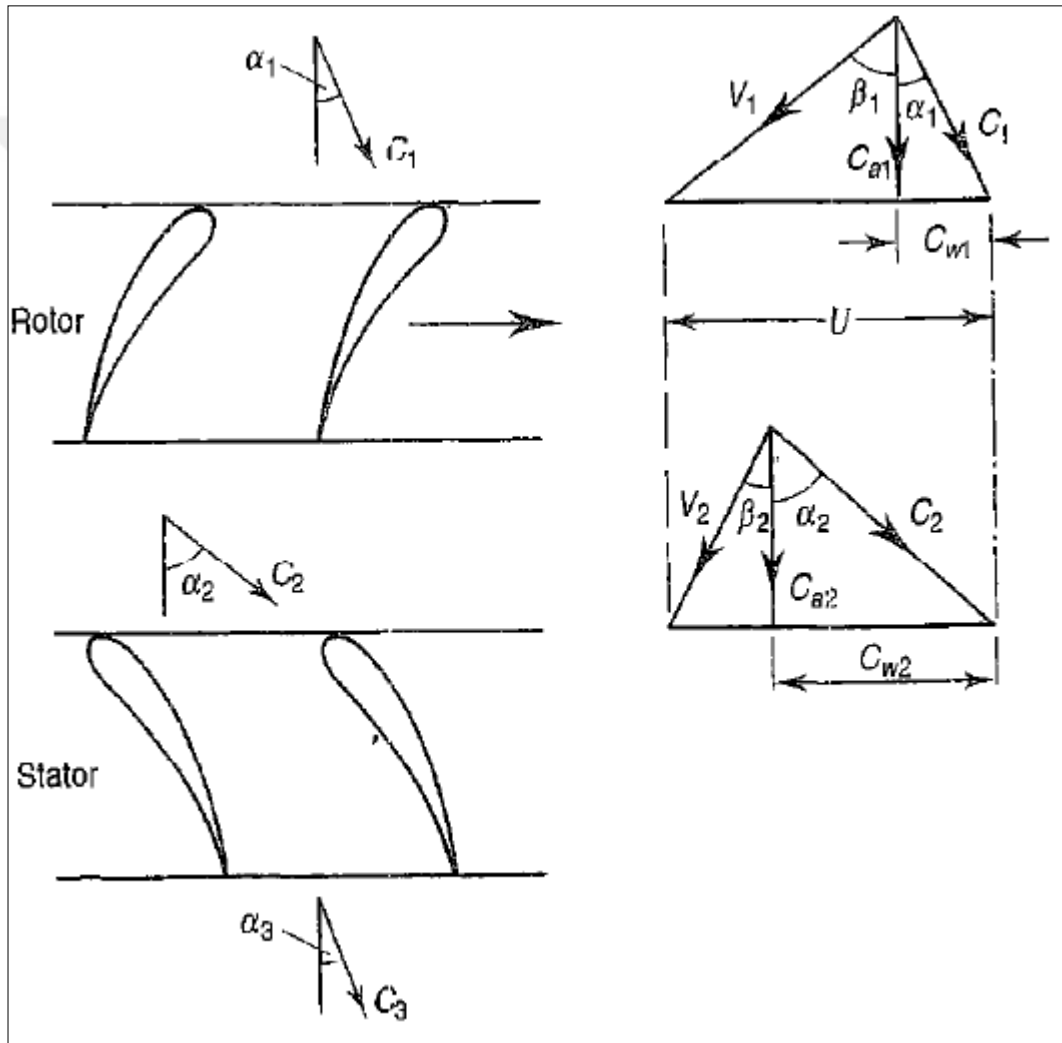


Şekil 3.1: Kompresör kademesinde T-S diyagramı.

Güç hesaplamasını basit termodinamik kanunlar ile yapmak kompresör kanatlarını hesaplamaya yardımcı olmaz. Bu amaçla güç girdisini kademe hız üçgenleri ile ilişkilendirmek gerekir. Başlangıçta meanline'da basit bir akış hesabı yapılacaktır. Bu iki boyutlu yaklaşımda akışkanın aksel C_a ve whirl C_w olmak üzere iki bileşeni vardır. Bu basitleştirilmiş analiz, kanat boyunun düşük olduğu son kademelerde daha makul sonuçlar vermektedir. Fakat kompresörün ilk kademelerinde kanat boyları yüksek ve uç kısımdaki kanat hızlarının kök kısımdaki kanat hızına

oranı yarıçap farkı sebebiyle çok yüksek olmaktadır. Bu yüzden üç boyutlu etkilerin de hesaba katılması gerekmektedir.

Tipik bir kademedeki hız üçgenleri Şekil 3.2’de gösterilmiştir [Mutto, 1996]. Hava rotora C_1 hızı ve α_1 açısında yaklaşmaktadır. Mutlak hız C_1 ve kanat hızı U_m vektörel olarak birleşirse bağıl hız V_1 ile açısı β_1 elde edilir. Akışkan rotorda ilerledikten sonra mutlak hızı artar ve C_2 olur, aksel hız C_a sabit kalır, rotordan V_2 bağıl hızı ve β_2 açısı ile ayrılır. Aynı yarıçapta U_m sabit olacağı için V_2 hesaplanır ve rotor çıkışında yeni bir hız üçgeni kurulup C_2 ve α_2 hesaplanır.



Şekil 3.2: Tek bir kademedeki hız üçgenleri.

Hava rotoru α_2 ile terk eder ve statora girer, buradan da C_3 hızı ve α_3 açısı ile difüze edilir. Bir sonraki kademenin rotor giriş mutlak hızı C_1 ile bir önceki kademenin stator çıkış mutlak hızı C_3 hemen hemen eşittir ve $\alpha_3 = \alpha_1$ olarak alınabilir.

$C_a = C_{a1} = C_{a2}$ varsayımı ile, hız üçgenlerinden iki temel bağıntı elde edilir:

$$\frac{U}{C_a} = \tan\alpha_1 + \tan\beta_1 \quad (3.2)$$

$$\frac{U}{C_a} = \tan\alpha_2 + \tan\beta_2 \quad (3.3)$$

Rotordan geçen havanın açısal momentumundaki değişim dikkate alındığında tek bir kademe için güç bağıntısı olarak aşağıdaki denklem yazılabilir:

$$W = \dot{m}U(C_{w2} - C_{w1}) \quad (3.4)$$

Burada C_{w2} ve C_{w1} akışkanın rotor giriş-çıkış dönme (whirl) hız bileşenidir. Bu ifade açısal olarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$W = \dot{m}UC_a(\tan\alpha_2 - \tan\alpha_1) \quad (3.5)$$

$$W = \dot{m}UC_a(\tan\beta_1 - \tan\beta_2) \quad (3.6)$$

Denklem (3.1) ve (3.6) eşitlenirse, kademedeki toplam ortalama sıcaklık artışı ΔT_{0s} :

$$\Delta T_{0s} = T_{03} - T_{01} = T_{02} - T_{01} = \frac{UC_a}{C_p}(\tan\beta_1 - \tan\beta_2) \quad (3.7)$$

Şekil 3.1'den de anlaşılabilirdiği gibi elde edilen basınç artışı yüksek oranda verime bağlıdır. O halde:

$$\eta_s = (T'_{03} - T_{01}) / (T_{03} - T_{01}) \quad (3.8)$$

Kademe basınç oranı:

$$R_S = \frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_S \Delta T_{0S}}{T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.9)$$

Elde edilen denklemlerden görülmektedir ki tek bir kademede yüksek sıcaklık artışı elde etmek için tasarımcının yüksek şaft hızı, rotorda yüksek akış sapması ve yüksek aksel hızı birlikte kullanması gerekir [Mutto, 1996].

3.2. Kademe Basınç Oranını Etkileyen Faktörler

3.2.1. Kanat Uç Hızı (Tip Speed)

Rotor kanatlarındaki merkezkaç gerilme şaftın dönme hızına, kanat malzemesine ve kanat uzunluğuna bağlıdır. Kanadın kök kısmında meydana gelen maksimum merkezkaç çekme kuvveti denklem (3.10)'da verilmiştir:

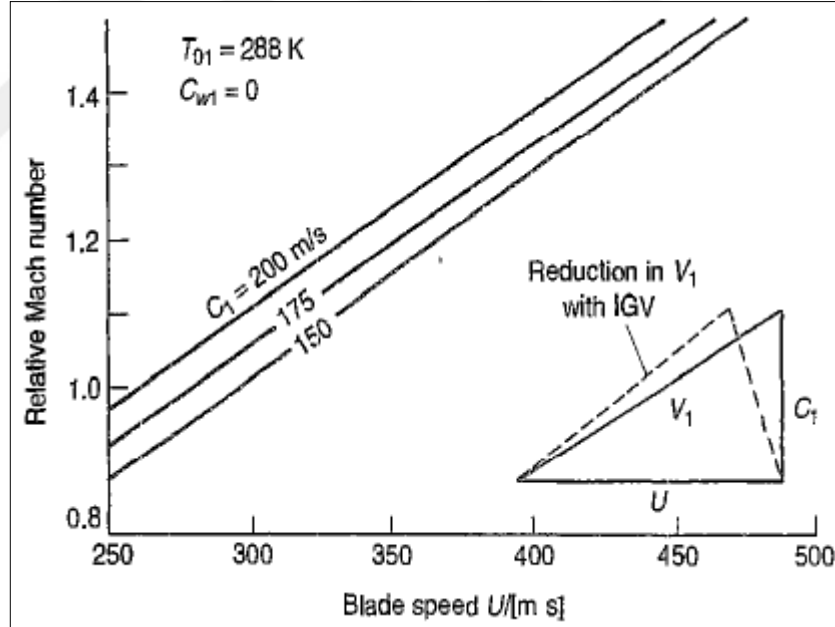
$$(\sigma_{ct})_{max} = \frac{\rho_b}{2} U_t^2 \left[1 - \left(\frac{r_r}{r_t} \right)^2 \right] \quad (3.10)$$

Burada ρ_b kanat malzemesinin özkütlesi, U_t kanat uç hızı ($2\pi N r_t$), N devir sayısıdır. Kanat kök yarıçapı/uç yarıçapı oranı olan r_r/r_t kök-uç (hub-tip) oranı olarak bilinir. Bu denklemden merkezkaç gerilmenin kanat kök ve uç yarıçaplarının karelerinin oranına bağlı olduğu ve bu orandaki herhangi bir azalmanın gerilmeyi arttıracığı görülmektedir.

Direk merkezkaç çekme gerilmeleri kompresör kanatlarında genelde çok önem arz etmez. İlk kademe kanatları daha uzundur ve daha çok gerilmeye maruz kalırlar, fakat diğer kademelerdeki kanat uzunlukları gitgide azalacağından orta seviye gerilmeye maruz kalırlar. 350 m/s civarında bir kanat uç hızı U_t için gerilme seviyesi genelde kritik değildir. Fakat 450 m/s civarında bir kanat uç hızı gerilme açısından kritiktir olabilir [Mutto, 1996].

3.2.2. Eksenel Hız

Denklem (3.7) ve (3.9)'dan yüksek basınç oranı elde edebilmek için yüksek eksenel hızlara ulaşılması gerektiği görülmüştü. Yüksek eksenel hız aynı zamanda yüksek debi elde etmek için de gereklidir ki bu jet motorları için çok önemlidir. Girişteki eksenel hız bazı aerodinamik sebeplerden dolayı sınırlıdır. İlk kademe giriş kılavuz kanatları olmadığı farz edilirse, bütün hız sadece eksenel yönde ve $\alpha_1=0^\circ$ olacaktır. Rotor kanadındaki bağıl hız $V_1^2 = C_1^2 + U_m^2$ olup, eksenel hızın kanat uzunluğu boyunca sabit olduğu varsayımı ile elde edilecek olan en büyük bağıl hız kanadın uç kısmında meydana gelen V_{1t} 'dir. Rotor girişindeki statik sıcaklık $T_1 = T_{01} - \left(\frac{C_1^2}{2c_p}\right)$ ve yerel ses hızı $a = \sqrt{\gamma RT_1}$ 'dir. Rotordaki bağıl Mach sayısı V_{1t}/a olup belirli bir kanat uç hızı U_t için eksenel hız C_a ile değişimi kademe girişinde şekil 3.3'deki eğrilerde gösterilmiştir [Mutto, 1996].



Şekil 3.3: Rotor girişinde bağıl Mach sayısı.

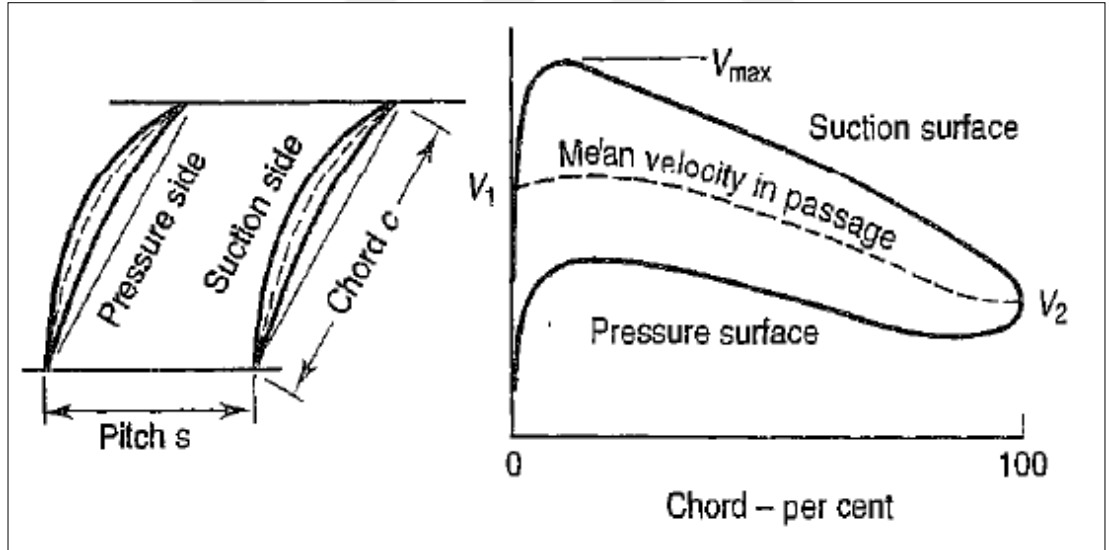
Endüstriyel gaz türbinlerindeki eksenel hızlar genellikle 150 m/s civarındayken, gelişmiş jet motorlarında bu değer 200 m/s'ye kadar çıkabilmektedir. Eski kompresör tasarımlarında ilk kademe rotor kanadının uç kısmında Mach sayıları ses altı seviyesindeydi, fakat 1950'li yılların başında büyük kayıplar olmaksızın 1.1 civarındaki Mach sayılarına ulaşıldı. Büyük bypass oranına sahip fanlar ile 1.5

$$De\ Haller = \frac{V_2}{V_1} \geq 0,72 \quad (3.11)$$

De Haller kriterine göre 0,72'den düşük olan değerler aşırı kayıplara sebep olmaktadır [Mutto, 1996]. Bu parametre ilk defa De Haller (1953) tarafından sunulmuştur ve hala kompresör kanatlarında maksimum basınç artışını sınırlayan bir parametre olarak sık sık kullanılmaktadır [Dixon, 2014]. Aşırı basitliğinden dolayı çok tercih edilmesine rağmen De Haller kriteri başlangıç tasarımı için kullanılıp, son tasarım için kullanılmaz.

3.2.4. Difüzyon Faktörü

Şekil 3.5'de veter uzunluğu c ve kanat açıklığı s olan bir kanat dizisi gösterilmiştir [Mutto, 1996].



Şekil 3.5: Pasaj boyunca kanat basınç ve emme yüzeylerinde ve ortalama hız dağılımı.

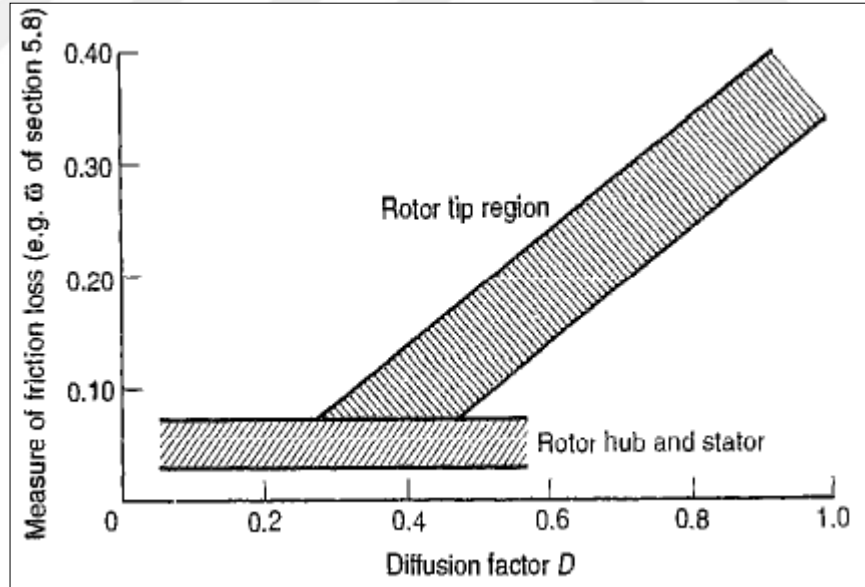
Profil üzerinden geçen hava konveks yüzeyde daha yüksek hızlara iymelenecektir ve statora girdiğinde bu hız statik basınca dönüştürülecektir. Bu yüzden konveks yüzey emiş yüzeyi olarak da bilinmektedir. Konkav yüzeyde hava hızının konveks yüzeyden daha küçük olması sebebiyle basınç daha yüksektir. Bu nedenle konkav yüzey basınç yüzeyi olarak da bilinmektedir.

Pasaj yüzeylerindeki hız dağılımlarına gelince: maksimum hız emiş yüzeyinde, hücum kenarına veter uzunluğunun %10-15'i kadarlık bir mesafede oluşmakta ve çıkış hızına ulaşmaya kadar düşmektedir. Kanatlardaki kayıplar temel olarak emiş ve basınç yüzeylerindeki sınır tabakalarda meydana gelmektedir. Bu yüzey sınır tabakaları kanadın firar kenarında bir araya gelir ve toplam basınçta düşüşe sebep olur [Mutto, 1996].

Lokal difüzyon faktörünün tanımlanması zor olduğundan dolayı Lieblein, Schwenk ve Broderick (1953) NACA 65 ve British C4 profil test datalarına benzer yapıda yüzey hız dağılımına dayanan teorik bir difüzyon faktörü (DF) formülü geliştirdi [Dixon, 2014]:

$$DF = 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{\Delta C_w s}{2V_1 c} \quad (3.12)$$

Çeşitli kanat dizisi (cascade) testlerinden elde edilen difüzyon faktörünün sürtünme kayıplarına olan etkisi şekil 3.6'da gösterilmiştir [Mutto, 1996].



Şekil 3.6: Sürtünme kayıplarının difüzyon faktörü ile değişimi.

Buradan rotor kök kısmı ve statordaki kayıpların difüzyon faktörü 0,6'ya ulaşana kadar sabit olduğu görülmektedir. Fakat rotor uç kısmında kayıpların difüzyon faktörünün 0,4'den sonraki değerlerinde aşırı arttığı görülmektedir [Mutto, 1996].

3.2.5. Blokaj Faktörü

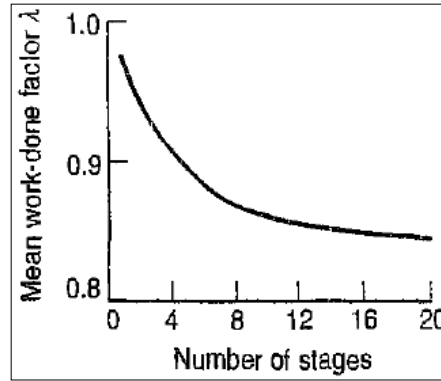
Kompresörlerdeki ters basınç gradyentlerinden dolayı kompresör çeperlerindeki sınır tabaka akış ilerledikçe kalınlaşır. Böylece kullanılabilir akış alanı azalır ve bu da kompresör boyunca aksel hızda önemli artışlara sebep olur. Ana hatta (mean line) aksel hızdaki artış etkisi denklem (3.13)'de görüldüğü gibi iş kapasitesini azaltmaktadır.

$$W = \dot{m}U_m[U_m - C_a(\tan\alpha_1 + \tan\beta_2)] \quad (3.13)$$

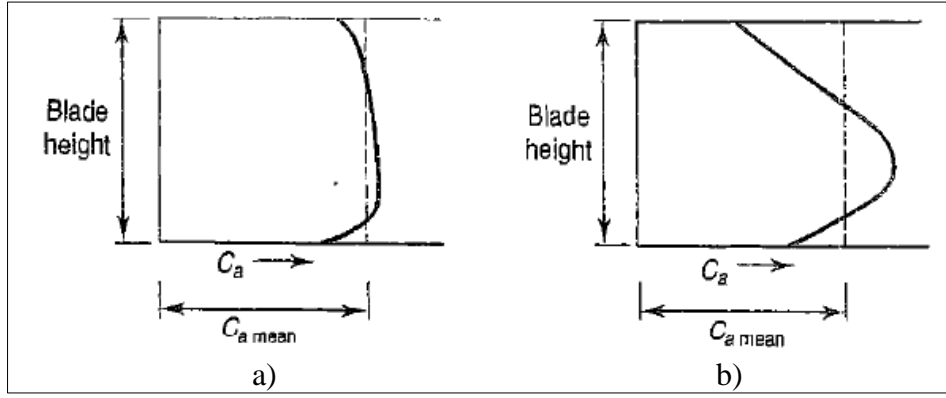
İş kapasitesindeki düşüş blokaj faktörü olarak bilinen λ ile hesaba ilave edilir. Gerçek kademe sıcaklık artışı:

$$\Delta T_{0S} = \frac{\lambda}{c_p} UC_a(\tan\beta_1 - \tan\beta_2) \quad (3.14)$$

Kompresör boyunca aksel hız profilindeki değişimden kaynaklanan blokaj faktörü miktarları kademelere göre şekil 3.7'de verilmiş olup, aksel hız dağılımları şekil 3.8'de gösterilmiştir [Mutto, 1996].



Şekil 3.7: Blokaj faktörünün kademe numaralarına göre değişimi.



Şekil 3.8: a) İlk kademe aksenal hız dağılımı, b) 4. kademe aksenal hız dağılımı.

3.2.6. Reaksiyon Derecesi

Reaksiyon derecesi Λ , rotorun toplam statik basınç artışına olan katkısını ifade eder. Normalde entalpi artışı cinsinden $\Lambda = \text{Rotordaki statik entalpi artışı/kademedeki statik entalpi artışı}$ olarak tanımlanmaktadır. En kullanışlı ifade ile reaksiyon derecesi, aksenal hız, kanat hızı ve hava giriş-çıkış açıları cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Lambda = \frac{C_a}{2U} (\tan\beta_1 + \tan\beta_2) \quad (3.15)$$

En verimli difüzyon miktarını elde etmeyi istersek, difüzyonu rotor ve stator arasında eşit olarak paylaşmamız gerekmektedir. Verim, seçilecek olan reaksiyon derecesindeki en ufak bir değişimden önemli ölçüde etkilenmektedir. Genelde tasarım tecrübesi olarak ilk kademelerde yüksek reaksiyon derecelerine ulaşılması iyidir. İlk kademelerdeki uç/kök yarıçap oranları büyük olduğundan dolayı kök kısımlarında negatif reaksiyon derecelerinden kaçınmak için ana hattaki reaksiyon derecesini yüksek tutmak gerekmektedir. 2. kademe için reaksiyon derecesi 0,7 civarında ve diğer kademeler için de 0,5 değeri kullanılabilir [Mutto, 1996].

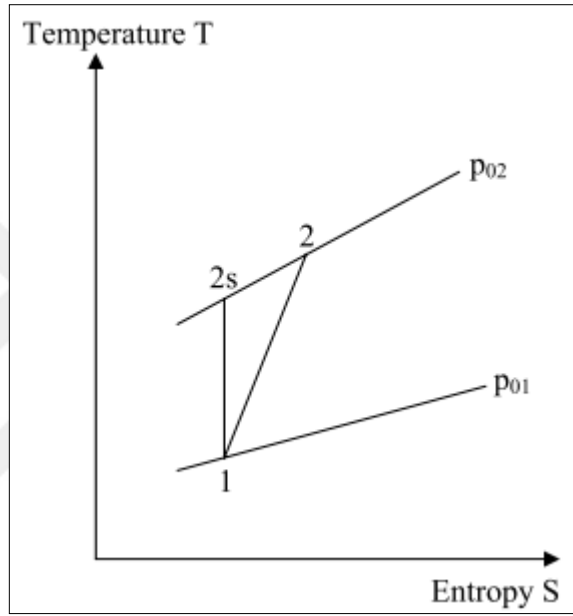
3.2.7. İzantropik Verim

İzantropik verim ideal entalpi değişiminin gerçek entalpi değişimine oranı olarak ifade edilebilir. Adyabatik ve tersinir ideal çevrimde entropi sabit kalır. Bu tarz kompresör çevrimleri izantropik olarak tanımlanır. Gerçekte entropi artışı sağlayan

kayıplar olduğundan dolayı, kompresördeki gerçek iş miktarı idealden farklı olmaktadır. İzantropik verim aşağıdaki gibi tanımlanır [Cumpsty, 2004]:

$$\eta_s = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (3.16)$$

Buradaki s ifadesi entropinin sabit olduğu manasına gelir. Şekil 3.9'da tipik tersinir adyabatik sıkıştırma diyagramı gösterilmiştir [Falck, 2008].



Şekil 3.9: İzantropik sıkıştırma.

Ancak kompresör tasarımcıları verimi hesaplamak için kanat dizisi (cascade) testlerinden elde edilen verilerden faydalanır. Bu yüzden kanat dizisi verimi olan η_b gerçek basınç artışının teorik basınç artışına oranı olarak ifade edilir ve rotor ve stator için aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\eta_b = 1 - \frac{\dot{w} / \frac{1}{2} \rho V_1^2}{\Delta P_{th} / \frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (3.17)$$

Burada \dot{w} mean kısmında ölçülen kayıp, ΔP_{th} da teorik basınç artışıdır. Eksenel kompresörlerde bu verim ifadesinin hemen hemen izantropik verime eşit olduğunu kabul edebiliriz. Böylece kademe izantropik verimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\eta_b = \Lambda\eta_{b,rotor} + (1 - \Lambda)\eta_{b,stator} \quad (3.18)$$

3.2.8. Politropik Verim

Politropik verim, sonsuz küçük basınç farkında çalışan kompresör kademesinin izantropik verimidir. Aynı basınç oranına sahip fakat farklı sıcaklık seviyelerinde çalışan aksenal kompresörleri kıyaslamada kullanılır. Çok kademeli aksenal kompresörlerde Politropik verim, kademelerdeki izantropik verimi ifade etmekte kullanılır ve sıkıştırma işlemi boyunca sabittir. Politropik verim aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\eta_p = \frac{dh_s}{dh} \quad (3.19)$$

Gibbs kanunu uygulanıp sıcaklık ve entalpi arasındaki ilişki tekrar yazılırsa politropik verim sıcaklık ve basınç cinsinden aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Tds = dh_s - vdP, \quad Tds = 0, \quad dh = c_p dT \quad (3.20)$$

$$\eta_p = \frac{vdP}{c_p dT} \quad (3.21)$$

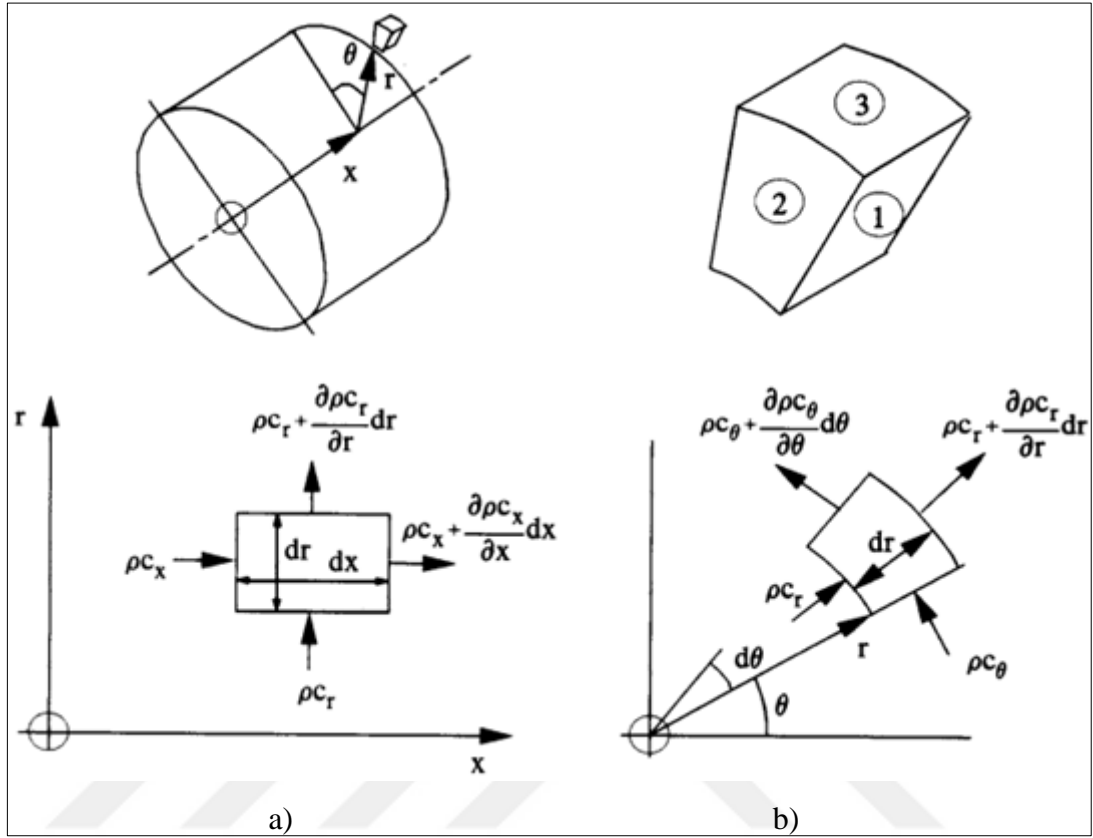
Denklem (3.21)'e ideal gaz yasası uygulanırsa [Cumpsty, 2004]:

$$\eta_p = \frac{R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)}{\int_1^2 c_p(T) \frac{1}{T} dT} \quad (3.22)$$

3.3. Süreklilik Denklemi

Şekil 3.10'da gösterildiği gibi kütle korunumu yasasını hacmi $dV = dx.dr.r d\theta$ olan birim elemana uygularsak, kontrol hacmini terk eden net kütle akışı sifıra eşit

olmalıdır. Eksenel-simetrik akışlar için $\partial(\rho c_\theta)/\partial\theta$ gibi θ 'ya bağlı olan bütün ifadeler sıfır kabul edilir [Lewis, 1996].



Şekil 3.10: a) Silindirik koordinatlarda birim hacim elemanı x-r düzlemi, b) Silindirik koordinatlarda birim hacim elemanı r-θ düzlemi.

Eksenel simetrik akışta bütün yüzeyler için denklemler yazılırsa:

$$(2 \text{ no'lu yüzeyler}) \left(\rho c_x + \frac{\partial \rho c_x}{\partial x} dx - \rho c_x \right) r d\theta dr + \quad (3.23)$$

$$(3 \text{ no'luyüzeyler}) \left(\rho c_r + \frac{\partial \rho c_r}{\partial r} dr \right) (r + dr) d\theta dx - \quad (3.24)$$

$$\rho c_r r d\theta dx = 0$$

İkinci dereceden terimler ihmal edilirse bu eşitlik eksenel-simetrik süreklilik denklemine dönüşür [Lewis, 1996]:

$$\frac{\partial \rho c_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho c_r}{\partial r} + \frac{\rho c_r}{r} = 0 \quad (\text{Sıkıştırılabilir akış}) \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_r}{\partial r} + \frac{c_r}{r} = 0 \quad (\text{Sıkıştırılmaz akış}) \quad (3.26)$$

3.4. Radyal Eşitlik ve Serbest Vorteks (Free Vortex) Yöntemi

Şekil 3.11’de gösterildiği gibi atalet kuvvetleri ve basınç kuvvetleri arasındaki denge eşitliği akış elemanına uygulanan kuvvetlerden türetilir. Hızın dönme bileşeni şekil 3.11.a)’da gösterilmiştir, aksenal bileşen ve çok daha küçük olan radyal bileşen şekil 3.11.b)’de gösterilmiştir [Mutto, 1996]. Radyal yöndeki atalet kuvvetleri şu şekilde oluşmaktadır:

- Çevresel akışla ilişkili olan merkezkaç kuvveti F_i
- Akış çizgisi boyunca meydana gelen akış ile ilişkili olan santrifüj kuvvetinin radyal bileşeni F_{ii}
- Akış çizgisi boyunca gerekli lineer ivmelenmeyi sağlayan kuvvetin radyal bileşeni F_{iii} .

Toplam atalet kuvveti F_i , elemana radyal doğrultuda etki eden basınç kuvvetleri ile oluşmaktadır ve yerçekimi kuvvetleri ihmal edilmektedir.

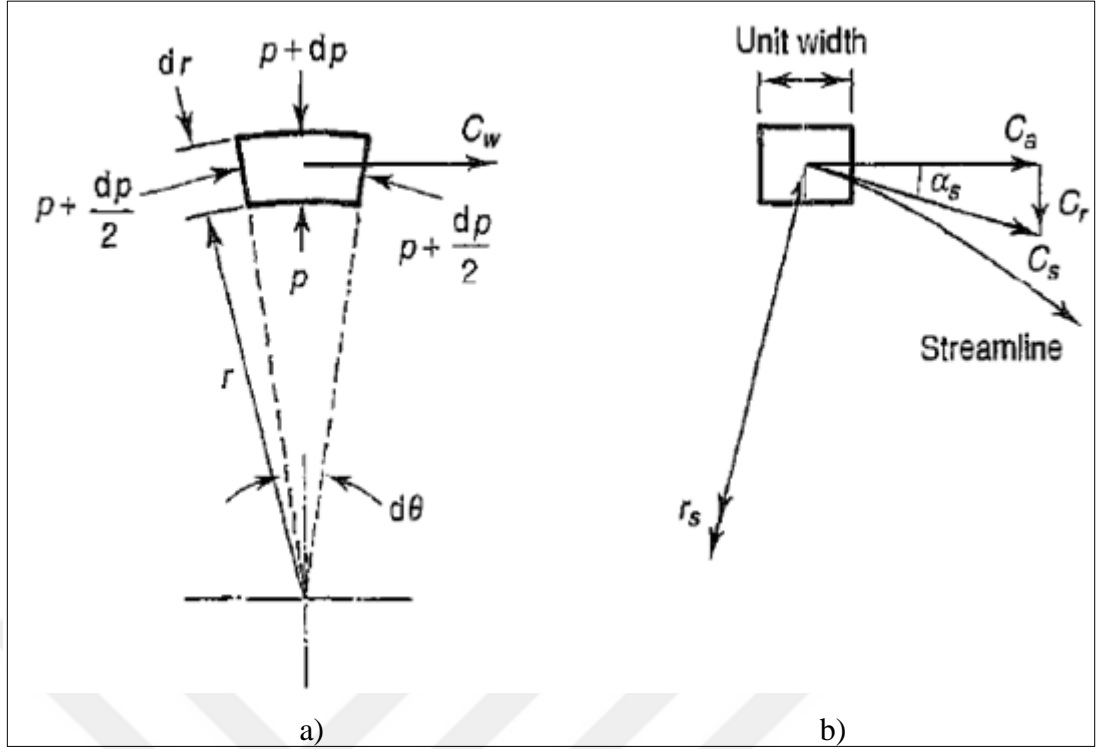
Özkütlesi ρ olan birim genişlikteki eleman için atalet kuvvetleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir. Çevresel akışla ilişkili olan santrifüj kuvveti F_i :

$$F_i = \frac{mC_w^2}{r} = (\rho r dr d\theta) \frac{C_w^2}{r} \quad (3.27)$$

Akış çizgisi boyunca meydana gelen akış ile ilişkili olan santrifüj kuvvetinin radyal bileşeni F_{ii} :

$$F_{ii} = \frac{mC_s^2}{r_s} \cos\alpha_s = (\rho r dr d\theta) \frac{C_s^2}{r_s} \cos\alpha_s \quad (3.28)$$

Burada C_s ifadesi akım çizgisi boyunca hız bileşenini ifade eder ve r_s ise akım çizgisinin eğrilik yarıçapıdır.



Şekil 3.11: a) Radyal eşitlik - Önden bakış (b) Radyal Eşitlik - Yandan bakış.

Akım çizgisi boyunca ivmenin doğurduğu radyal kuvvet bileşeni F_{iii} ise:

$$F_{iii} = \frac{mdC_s}{dt} \sin\alpha_s = (\rho r dr d\theta) \frac{dC_s}{dt} \sin\alpha_s \quad (3.29)$$

F_{ii} ve F_{iii} kuvvetleri F_i kuvveti ile aynı doğrultuda olduğundan dolayı toplam atalet kuvveti F_1 :

$$F_1 = \rho r dr d\theta \left[\frac{C_w^2}{r} + \frac{C_s^2}{r_s} \cos\alpha_s + \frac{dC_s}{dt} \sin\alpha_s \right] \quad (3.30)$$

Atalet kuvvetine neden olan basınç kuvveti F_P :

$$F_P = (P + dP)(r + dr)d\theta - Prd\theta - 2 \left(P + \frac{dP}{2} \right) dr \frac{d\theta}{2} \quad (3.31)$$

Atalet kuvvetleri denklem (3.30) ile basınç kuvvetleri denklem (3.31) eşitlendiğinde aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{C_w^2}{r} + \frac{C_s^2}{r_s} \sin \alpha_s + \frac{dC_s}{dt} \sin \alpha_s \quad (3.32)$$

Denklem (3.32) genel radyal denge denklemi olarak bilinir ve akışkana etki eden bütün faktörleri içerir. Birçok tasarımda r_s çok büyük ve α_s çok küçük olduğundan dolayı son iki terim ihmal edilirse basitleştirilmiş radyal denge denklemi elde edilir:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{C_w^2}{r} \quad (3.33)$$

Herhangi bir yarıçap r 'de mutlak hız C ile gösterilirse, toplam entalpi h_0 :

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2} = h + \frac{1}{2} (C_a^2 + C_w^2) \quad (3.34)$$

Ve entalpinin yarıçap ile değişimi:

$$\frac{dh_0}{dr} = \frac{dh}{dr} + C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} \quad (3.35.a)$$

$Tds = dh - dp/\rho$ termodinamik bağıntısı kullanılarak denklem aşağıdaki formu alır:

$$\frac{dh_0}{dr} = T \frac{ds}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} \quad (3.35.b)$$

Eşitliğin sağındaki ikinci terim için radyal denge denklemi kullanılır, radyal yönde entropi gradyenti ihmal edilirse vorteks enerji denklemi bulunur:

$$\frac{dh_0}{dr} = C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} + \frac{C_w^2}{r} \quad (3.36)$$

Durma entalpisinin ve eksenel hızın radyal yöndeki değişimleri ihmal edilir ve diferansiyel denklem integre edilirse serbest vorteks şartı elde edilir:

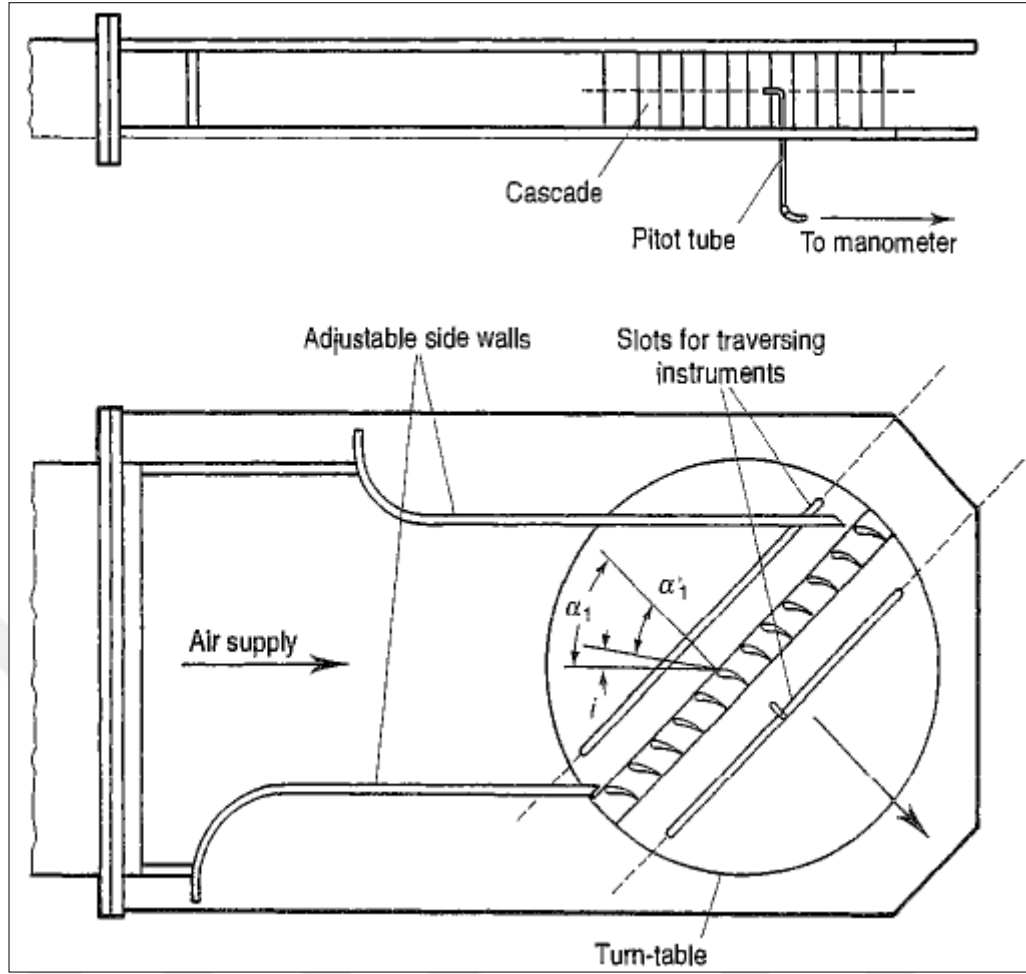
$$C_w r = \text{sabit} \quad (3.37)$$

Böylece hızın dönme bileşeninin yarıçapla ters orantılı olduğu görülür [Mutto, 1996]. Kompresör kesitinin ana hat kısmındaki kanat açıları hesaplandıktan sonra denklem (3.37) kullanılarak kök ve uç kısımlarındaki kanat açıları hesaplanabilmektedir. Böylece kanata kök kısmından uç kısmına kadar bir dönme verilmiş olunur.

3.5. Kanat Tasarımı

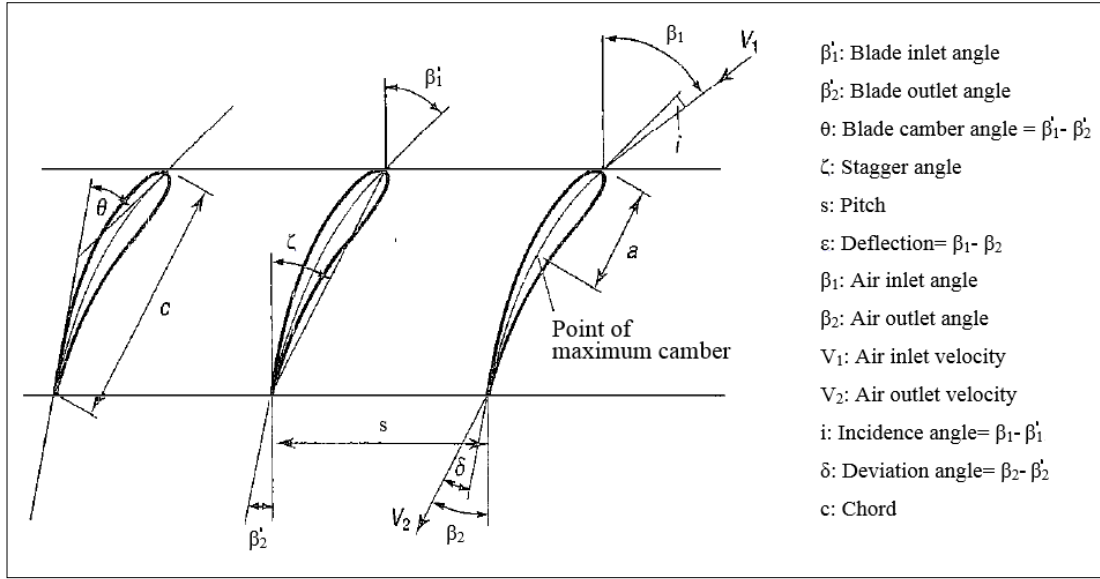
Hava hız vektörlerinin açısal dağılımını bulmak bize sadece kademedan elde edilebilecek iş miktarını vermektedir. Fakat verimi hesaplayabilmek için bu açıları kanat açlarına çevirerek en doğru kanat geometrisini elde etmemiz gerekmektedir.

Kompresör kanatları birbirini etkilediğinden dolayı tasarımcı bu etkileri hesaba katabilmek için deneysel formüller ve kanat dizisi (cascade) testlerinden elde edilen kayıpları kullanmalıdır. Basit bir kanat dizisi tüneli şekil 3.12’de gösterilmiştir [Mutto, 1996]. Kanat dizisi döner bir zemine monte edilmiştir ve dolayısıyla girişten gelen akış vektörüne göre kanatların açısı değiştirilebilmektedir. Kanat ön ve arkasına yerleştirilmiş pitot tüpleri ile basınç kayıpları hesaplanır ve bu kayıplar da verim hesaplamalarında kullanılmaktadır.



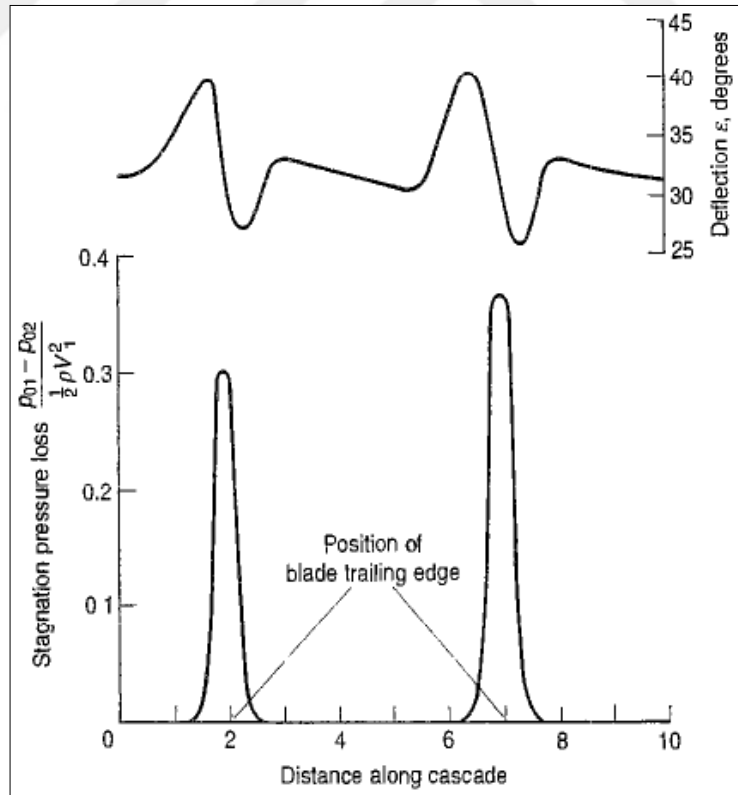
Şekil 3.12: Basit bir kanat dizisi tüneli.

Şekil 3.12’de tipik bir kanat dizisi testindeki kanat kesiti gösterilmiştir [Mutto, 1996]. Burada kanat kambur açısı θ , veter uzunluğu c , kanat aralığı s sabit tutularak kanat giriş ve çıkış açıları β'_1 ve β'_2 belirli bir oturma açısı ζ (stagger angle)’na göre tanımlanır. Atak açısı i (incidence angle) uygun bir hava giriş açısı β_1 ’e göre sabitlenir ve $i = \beta_1 - \beta'_1$ olur. Bu işlem kanatların altında bulunan döner platformun hareket etmesi ile yapılır.



Şekil 3.13: Kanat dizisi notasyonu.

Basınç ölçüm aletleri kanat dizisi boyunca kanatların giriş ve çıkış kısımlarında sıralanmıştır ve sonuçlar Şekil 3.14'de gösterilmiştir [Mutto, 1996].



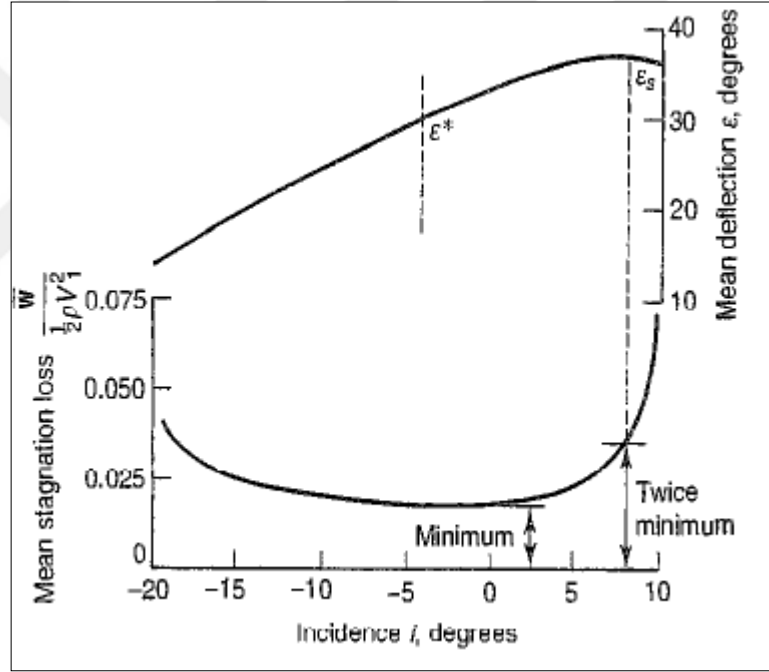
Şekil 3.14: Toplam basınç kayıplarının sabit atak açısında sapma açısına göre değişimi.

Kayıplar giriş hava hızına bağlı olarak değiştiğinden dolayı, toplam basınç kaybını giriş dinamik basıncı ile boyutsuzlaştırmak kolaylık sağlamaktadır:

$$\text{Boyutsuz kayıp} = \frac{P_{01} - P_{02}}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} = \frac{w}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (3.38)$$

Şekil 3.15'deki eğriler orta yarıçap hattında belirli bir atak açısına göre açılmal sapma ve kayıp değerini göstermektedir [Mutto, 1996].

$$\text{orta hattaki boyutsuz kayıp} = \frac{\dot{w}}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (3.39)$$



Şekil 3.15: Orta yarıçapta açılmal sapma ve toplam basınç kaybı.

3.5.1. Kanat Aralığı/Veter (s/c) Oranı

Kanat aralığı/veter oranı s/c , sağlamlığın (σ =solidity) tersidir. Kanattaki aerodinamik yükün belirlenmesinde s/c oranı önemli bir parametredir. Düşük s/c oranına sahip olan bir kanat dizisi daha az kanat sayısı manasına gelmektedir. Kanat sayısı az olduğundan dolayı aerodinamik yükleme daha az kanatla paylaşılır ve

dolayısı ile kanat başına gelen yük artar. Yüksek aerodinamik yükleme de hız kaybı (stall) ve dalgalanma (surge) riskini artırır [Perrotti, 2013].

s/c oranını hesaplamak için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Fakat her deneysel yöntem belirli bir aralıkta doğru sonuç verdiği için dolayı, bu tezde rotor ve stator kanatlarının hepsi için difüzyon faktörü temelli s/c optimizasyonu yapılmıştır.

3.5.1.1. Difüzyon Faktörü Yöntemi

Bu s/c hesaplamalarında kullanılan ilk yöntemler arasındadır ve difüzyon faktörünün sabit bir değeri için s/c hesaplamasına dayanmaktadır.

$$\frac{s}{c} = \left(DF - 1 + \frac{V_2}{V_1} \right) V_1 \left(\frac{r_1 + r_2}{|r_2 C_{w2} - r_1 C_{w1}|} \right) \quad (3.40)$$

3.5.1.2. Hearsey Modeli

Hearsey (1986) aşağıda verilen kayıp korelasyonunu kullanmıştır:

$$\frac{w \cos \beta_2}{2\sigma} \left(\frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right)^2 = 0,004 e^{6,167763 DF^{1,436794}} \quad (3.41)$$

Burada w basınç kaybıdır ve en düşük basınç kaybı için:

$$\sigma_{opt} = \left[\frac{8,861805 (r_2 C_{w2} - r_1 C_{w1})}{V_1 (r_1 + r_2)} \right] DF_{opt}^{0,436794} \quad (3.42)$$

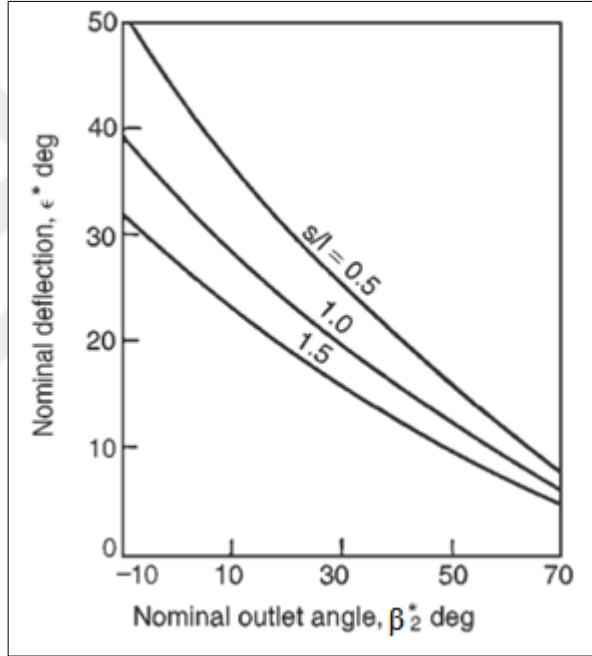
Burada DF_{opt} $\sigma = \sigma_{opt}$ için hesaplanan optimum difüzyon faktörüdür. Bu korelasyon basınç kayıplarına dayanır ve süpersonik uçuşlarda s/c oranını hesaplamak için uygundur [Perrotti, 2013].

3.5.1.3. Howell Yöntemi

Howell (1945a-b), şekil 3.16'da gösterilen eğrileri tanımlayan bir bağıntı geliştirmiştir [Dixon, 2014]. Bu yöntem teğet-farkı (tangent-difference) kuralı olarak bilinir ve başlangıç tasarımı için kullanılır:

$$\tan\beta_1^* - \tan\beta_2^* = \frac{1,55}{1 + 1,5s/c} \quad (3.43)$$

Bu formül $0 \leq \beta_2^* \leq 40^\circ$ aralığında yaklaşık sonuç vermektedir [Dixon, 2014].



Şekil 3.16: Çeşitli s/c oranları için nominal açısal sapmanın nominal çıkış açısı ile değişimi.

3.5.1.4. Zweifel Kriteri

Zweifel düşük Mach sayılarına sahip türbinler üzerine yapmış olduğu birçok kanat dizisi testinden optimum s/b oranını veren ampirik bir formül geliştirmiştir.

$$\frac{s}{b} = 0,4/[(\cos\beta_2)^2(\tan\beta_1 + \tan\beta_2)] \quad (3.44)$$

Burada b aksel veter uzunluğudur. Harlock (1966)'ya göre Zweifel kriteri optimum s/b oranını A&M datasına göre çıkış açısının 60°-70° arasında değerleri için isabetli bir şekilde hesaplayabilmektedir. Aungier (2003)'e göre diğer çıkış açıları için bu kriter daha az isabetli sonuçlar vermektedir [Dixon, 2014].

Bu yöntem geniş ölçüde türbin kanatları için kullanılsa da bazı tasarımcılar kompresör kanatları için de kullanmaktadır.

3.5.1.5. McKenzie Yöntemi

McKenzie (1988), verimi statik basınç artış katsayısı C_{pi} ile ilişkilendiren difüzör performans benzeşimini kullanmıştır.

$$C_{pi} = 1 - \frac{V_2}{V_1} \quad (3.45)$$

$$s/c = 9(0,567 - C_{pi}) \quad (3.46)$$

Bu yöntem s/c oranının hesaplanmasında kullanılan en yaygın yöntemdir. Dip not olarak Nasa tarafından geliştirilen tasarım prosedüründe McKenzie yönteminin rotor için, Howell yönteminin de stator için uygulanması tavsiye edilmiştir [Farmakalides vd., 1994].

3.5.2. Ayrılma Açısının (Deviation Angle) Belirlenmesi

Kanat girişinde akışkanın açısı ile kanat açısı arasındaki fark tasarımcıya bağlıdır. Fakat kanat çıkışındaki açı farkı ayrılma açısı δ olarak tanımlanır ve profil kamburluğunun, profil şeklinin, s/c oranının ve oturma açısının ζ bir fonksiyonudur.

3.5.2.1. Howell Ayrılma Açısı Yöntemi

Howell nominal ayrılma δ^* ile veter uzunluğu ve s/c oranını ilişkilendirmiştir.

$$\delta^* = m\theta \left(\frac{S}{c}\right)^n \quad (3.47)$$

Burada kompresör kanatları için $n=0,5$ ve kompresör giriş kılavuz kanatçıkları için $n=1$ 'dir. m değeri kambur eğrisinin şekline bağlıdır. Kompresör kanatları için m :

$$m = 0,23 \left(\frac{2a}{c}\right)^2 + \beta_2^*/500 \quad (3.48)$$

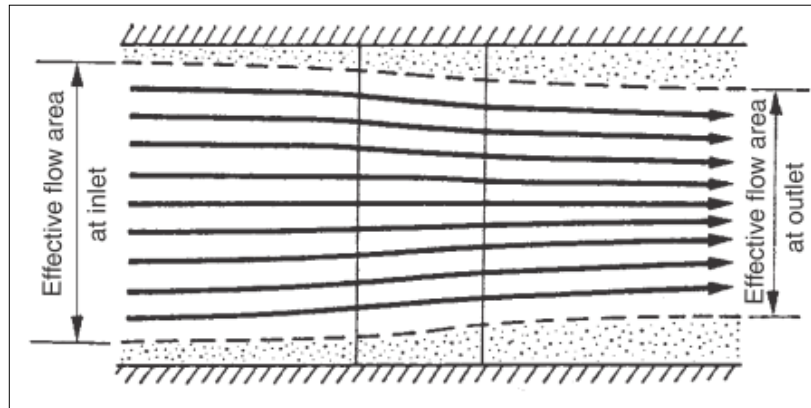
Burada a değeri, hücum kenarı ile maksimum kamburluğun arasındaki mesafedir. Türbin kanatları ve giriş kılavuz kanatçıkları için $m=0,19$ 'dur [Dixon, 2014].

Ayrıca oturma açısı ζ denklem (3.49)'dan hesaplanabilir [Mutto, 1996].

$$\zeta = \beta_1' - \theta/2 \quad (3.49)$$

3.5.2.2. McKenzie Ayrılma Açısı Yöntemi

McKenzie Howell (1945)'in denklem (3.47) ve denklem (3.48)'de belirtilen yönteminin üzerinde durmuştur ve $n=0,5$ için kanat dizisi testleri yapmıştır. Şekil 3.17'de gösterildiği gibi kompresör çeperindeki sınır tabakanın kalınlaşması etkin akış alanının daralmasına sebep olmaktadır. Bu daralma da normalden daha düşük statik basınç artışına ve ayrılma açısının artmasına sebep olmaktadır [Dixon, 2014].



Şekil 3.17: Sınır tabaka kalınlaşmasından dolayı akış çizgilerindeki daralma.

McKenzie, cascade testlerinden ayrılma açısı için aşağıdaki bağıntıyı elde etmiştir:

$$\delta = (1,1 + 0,31\theta) \left(\frac{S}{c}\right)^{1/3} \quad (3.50)$$

$$\tan\zeta = \tan\beta_m - 0,213 \quad (3.51)$$

3.5.2.3. Lieblein Ayrılma Açısı Yöntemi

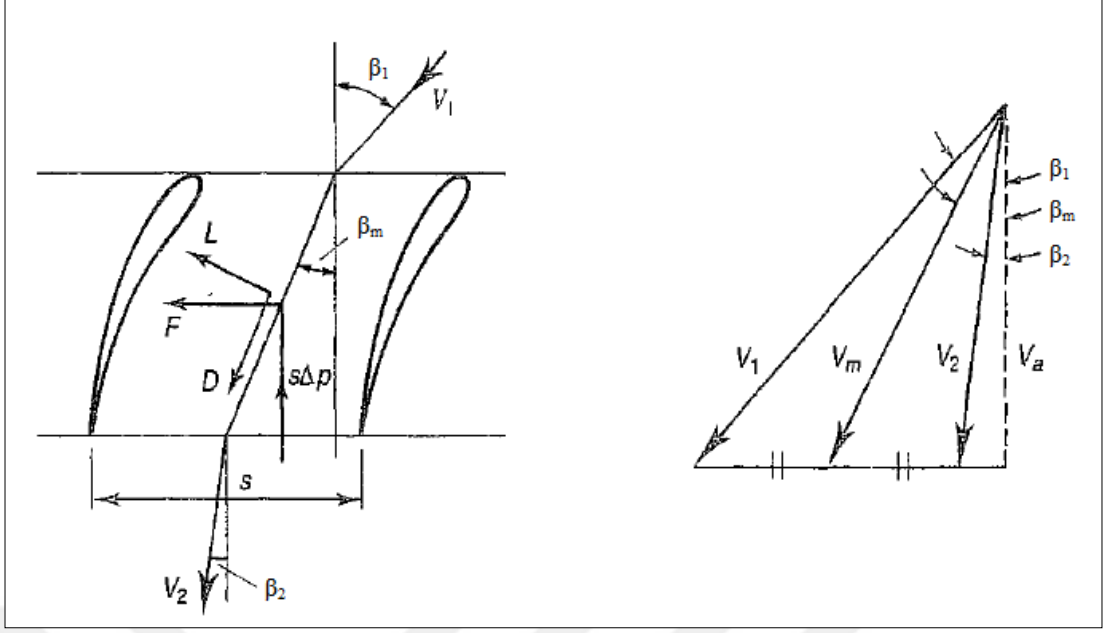
Lieblein (1960), NACA 65 serisi ve British C serisi üzerine çeşitli testler yaparak atak açısı ve ayrılma açısının hesaplanmasında kullanılan bir korelasyon geliştirmiştir. Ayrılma açısı, kanatların akışkana ne derece kılavuzluk edebildiğini belirtmektedir [Johnson, 1965].

$$\delta = \delta_{ref} + (i - i_{ref}) \left(\frac{d\delta}{di}\right)_{ref} \quad (3.52)$$

Burada δ_{ref} referans minimum kayıptaki ayrılma açısı, $\left(\frac{d\delta}{di}\right)_{ref}$ ayrılma açısının atak açısına göre değişimi ve i_{ref} ise minimum kayıptaki atak açısıdır.

3.5.3. Taşıma ve Sürüklenme Kuvvetlerinin Hesaplanması

Kademe tasarımı tamamlandıktan sonra sıra verimi hesaplamaktadır. Bu verim ifadesi kademedeki kanatların toplam sürüklenme katsayısına bağlıdır ve verim, kanat dizisi testlerinden elde edilen basınç kayıpları ile hesaplanır. Kompresörün ana akım kısmında (meanline) ölçülen kayıp w değeri ile taşıma C_L ve sürüklenme C_{DF} katsayıları hesaplanabilir.



Şekil 3.18: Kanatlarda etkili olan kuvvetler.

Şekil 3.18'de kanat dizisi testindeki kanat dizisine etki eden kuvvetler belirtilmiştir [Mutto, 1996]. Pasaj boyu statik basınç artışı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \left(P_{02} - \frac{1}{2} \rho V_2^2 \right) - \left(P_{01} - \frac{1}{2} \rho V_1^2 \right) \quad (3.53)$$

Denklem (3.48) kanat dizisi notasyonu ile yazılırsa:

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{1}{2} \rho (V_1^2 - V_2^2) - \dot{w} \\ &= \frac{1}{2} \rho V_a^2 [(\tan \beta_1)^2 - (\tan \beta_2)^2] - \dot{w} \end{aligned} \quad (3.54)$$

Burada V_a eksenel hız olarak verilmiştir ve kanat giriş çıkışında sabit olarak kabul edilmiştir. Birim uzunluk başına düşen eksenel kuvvet $s\Delta P$ ifadesi ile belirtilmiştir ve momentumun değişiminden birim uzunluğa düşen kuvvet:

$$\begin{aligned} F &= s\rho V_a x \text{ kademe boyunca hızdaki değişim miktarı} \\ &= s\rho V_a^2 (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \end{aligned} \quad (3.55)$$

C_L ve C_{DP} katsayıları Şekil 3.18’de tanımlanan ortalama hız vektörü V_m ile ifade edilmiştir:

$$V_m = V_a \sec \beta_m \quad (3.56)$$

Burada β_m ’i hesaplamak için $\tan \beta_m = 0,5(\tan \beta_1 + \tan \beta_2)$ bağıntısı kullanılır.

Taşıma ve sürükleme kuvvetleri olan D ve L mean hız vektörüne diktir ve aşağıdaki gibi hesaplanır [Mutto, 1996]:

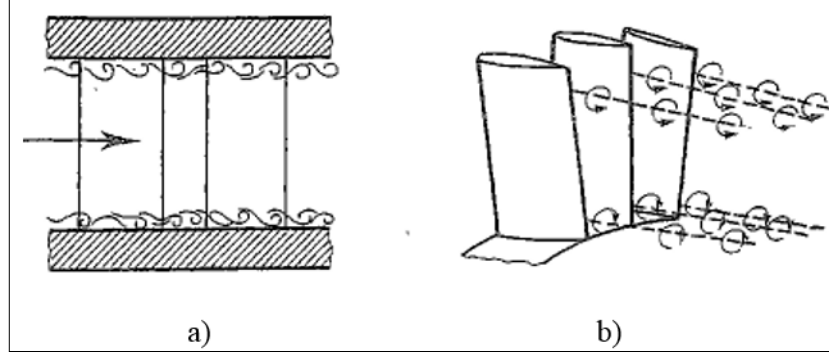
$$D = \frac{1}{2} \rho V_m^2 c C_{DP} = F \sin \beta_m - s \Delta P \cos \beta_m \quad (3.57)$$

$$C_{DP} = \frac{s}{c} \left(\frac{\dot{w}}{0,5 \rho V_1^2} \right) \left(\frac{(\cos \beta_m)^3}{(\cos \beta_1)^2} \right) \quad (3.58)$$

$$L = \frac{1}{2} \rho V_m^2 c C_L = F \cos \beta_m - s \Delta P \sin \beta_m \quad (3.59)$$

$$C_L = 2s/c(\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \cos \beta_m \quad (3.60)$$

Bu katsayılar kullanılmadan önce iki ek faktörün hesaba katılması gerekmektedir. Bu faktörler kompresör çeperlerindeki sürtünmeden kaynaklı olan kayıplar ve ikincil kayıplar olarak da bilinen kanatların firar kenarlarında oluşan girdap etkileridir. 3 boyutlu akış etkileri şekil 3.19’da gösterilmiştir [Mutto, 1996]. Yapılan analizler sonucu ikincil kayıpların profil kayıpları ile aynı büyüklükte olduğu görülmüştür.



Şekil 3.19: a) Çeper etkileri, b) İkincil akış etkileri.

Tipik bir aksenal akışlı kompresörde ikincil kayıplardan dolayı oluşan ek sürüklenme katsayısı denklem (3.61)'de verilen deneysel formül ile hesaplanabilir:

$$C_{DS} = 0,018C_L^2 \quad (3.61)$$

Çeper yüzeylerindeki sürüklenme ise:

$$C_{DA} = 0,020 \left(\frac{s}{h} \right) \quad (3.62)$$

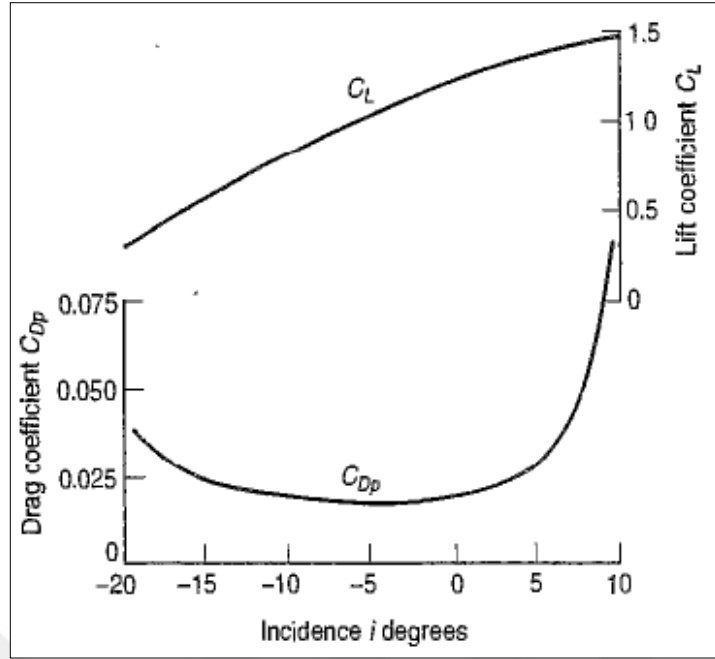
Burada s kanat aralığı ve h kanat boyudur. Böylece bu sürüklenme katsayılarının toplamı toplam sürüklenme katsayısını verir:

$$C_D = C_{DP} + C_{DA} + C_{DS} \quad (3.63)$$

Denklem (3.58)'de C_{DP} yerine tüm akış etkilerini içeren C_D yazılırsa:

$$C_D = \frac{s}{c} \left(\frac{\dot{w}}{0,5\rho V_1^2} \right) \left(\frac{(\cos\beta_m)^3}{(\cos\beta_1)^2} \right) \quad (3.64)$$

Şekil 3.20'den sıfır atak açısında $C_{DP}=0,018$ olarak alınarak kayıp parametresi $\frac{\dot{w}}{0,5\rho V_1^2}$ hesaplanmış olur [Mutto, 1996].



Şekil 3.20: Sabit bir geometri için taşıma ve sürüklenme katsayısı.

3.6. Adım Adım Hesaplama Süreci

Bu bölümde tezde aksenal akışlı kompresör hesabı için kullanılan bütün formüller ve adımlar açıklanacaktır. Önce tasarım girdilerinden başlayalım:

- Tasarım girdileri olarak debi, basınç oranı, aksenal hız C_a , ilk kademe rotoru kanat uç kısmı hızı U_{1t} , ilk kademenin giriş yarıçap oranları r_r/r_t ve tahmin edilen politropik verim η_p seçilmiştir. Ortam koşulları olarak toplam basınç P_{01} , toplam sıcaklık T_{01} verilmiş ve bütün hesaplamalar ilk olarak ana akım için yapılmıştır.
- Giriş parametreleri belirlendikten sonra 1. kademe rotor tepe yarıçapı hesaplanır:

$$r_t = \frac{\dot{m}}{\pi \rho_1 C_a \left[1 - \left(\frac{r_r}{r_t} \right)^2 \right]} \quad (3.65)$$

r_t 'yi hesaplamak için ilk kademe rotor girişinde statik basınç P_1 , statik sıcaklık T_1 ve yoğunluk ρ_1 hesaplanır. Zaten en başında r_r/r_t oranını seçmiştik. Böylece giriş kısmında r_r hesaplanabilir.

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_a^2}{2c_p} \quad (3.66)$$

$$P_1 = P_{01} \left[\frac{T_1}{T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.67)$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad (3.68)$$

• Şok açısından en kritik bölge olan ilk kademedeki rotor kanadının uç kısmında Mach sayısı hesaplanır. Ses üstü uçuş gözlemlendiğinde Mach sayısını düşürmek için ilk adımlardaki parametreler değiştirilir.

$$N = \frac{U_{1t}}{2\pi r_t} \quad (3.69)$$

$$V_{1t}^2 = U_{1t}^2 + C_a^2 \quad (3.70)$$

$$Ma_{1t} = \frac{V_{1t}}{\sqrt{\gamma RT_1}} \quad (3.71)$$

• Kompresör çıkışında toplam sıcaklık T_{02} , statik sıcaklık T_2 , toplam basınç P_{02} , statik basınç P_2 , yoğunluk ρ_2 , alan A_2 ve kanat boyu h_2 , tahmin edilen politropik verim η_p kullanılarak hesaplanır:

$$T_{02} = T_{01} \left[\frac{P_{02}}{P_{01}} \right]^{(n-1)/n}, \quad \frac{(n-1)}{n} = \frac{1}{\eta_p} \frac{(1,4-1)}{1,4} \quad (3.72)$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{C_a^2}{2c_p} \quad (3.73)$$

$$P_2 = P_{02} \left[\frac{T_2}{T_{02}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)}, \quad \gamma = 1,4 \quad (3.74)$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \quad (3.75)$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 C_a} \quad (3.76)$$

$$r_m = \frac{r_r + r_t}{2} \quad (\text{ortalama yarıçap}) \quad (3.77)$$

$$h_2 = \frac{A_2}{2\pi r_m} \quad (3.78)$$

• Rotor-1 hava giriş açısı β_1 , rotor-1 hava çıkış açısı β_2 , rotor-1 giriş bağıl hızı V_1 , rotor-1 çıkış bağıl hızı V_2 , ortalama kademe toplam sıcaklık artışı ΔT_{0s} ve gerekli kademe sayısı hesaplanır:

$$U_m = 2\pi r_m N \quad (3.79)$$

$$\tan\beta_1 = \frac{U_m}{C_a} \quad (3.80)$$

$$V_1 = \frac{C_a}{\cos\beta_1} \quad (3.81)$$

$$\text{de Haller} = 0,72 \leq \frac{V_2}{V_1}, \quad \cos\beta_2 = \frac{C_a}{V_2} \quad (3.82)$$

$$\Delta T_{0s} = \frac{\lambda U_m C_a (\tan\beta_1 - \tan\beta_2)}{c_p} = \frac{\lambda U_m (C_{w2} - C_{w1})}{c_p} \quad (3.83)$$

• Denklem (3.83) ile elde edilen sıcaklık artışı her kademe için eşittir. Fakat bu değeri, kompresör giriş-çıkışı arasındaki toplam sıcaklık artışını sabit tutmak koşulu ile her kademe için keyfi olarak değiştirirsek daha verimli kademeler elde etmek mümkündür. Deneyimlerden ilk kademedeki sıcaklık artışının, ortalama kademe sıcaklık artışından 2-3 derece düşük tutulmasıyla verimin arttığı

gözlemlenmiştir. Bu değer değiştirildikten sonra ilk kademe için β_2 ve α_2 belirlenen yeni ΔT_{01} için tekrar hesaplanır ve De Haller kriteri kontrol edilir. Giriş kılavuz kanatçıkları olmadığı durumda C_{w1} 0'dır.

$$C_{w2} = \frac{\Delta T_{01} c_p}{\lambda U_m} + C_{w1} \quad (3.84)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{U_m - C_{w2}}{C_a} \quad (3.85.a)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{w2}}{C_a} \quad (3.85.b)$$

$$\text{de Haller} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \quad (3.86)$$

• 1. kademede toplam basınç oranı $\frac{P_{03}}{P_{01}}$, 1. kademe çıkışındaki toplam basınç P_{03} ve toplam sıcaklık T_{03} hesaplandıktan sonra 1. Kademedeki reaksiyon derecesi Λ hesaplanır:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_s \Delta T_{0s}}{T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.87)$$

Kısa bir not olarak: kompresörler için izantropik verim yaklaşık olarak politropik verime eşit alınabilmektedir.

$$P_{03} = P_{01} \frac{P_{03}}{P_{01}} \quad (3.88)$$

$$T_{03} = T_{01} + \Delta T_{01} \quad (3.89)$$

$$\Lambda = 1 - \frac{C_{w2} + C_{w1}}{2U_m} \quad (3.90)$$

• İlk kademedeki için statik basınç P_3 denklem (3.74) kullanılarak hesaplandıktan sonra, yine ilk kademe için ideal gaz yasasından yoğunluk ρ_3 , alan A_3 , kök ve uç yarıçapları r_r ve r_t aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$A_3 = \frac{\dot{m}}{\rho_3 C_a} \quad (3.91)$$

$$h_3 = \frac{A_3}{2\pi r_m} \quad (3.92)$$

$$r_t = r_m + h_3/2 \quad (3.93)$$

$$r_r = r_m - h_3/2 \quad (3.94)$$

• 2. kademe rotorunda hava açıları hesaplanır: hava giriş ve çıkış açıları β_1 ve β_2 'yi hesaplamak için denklem (3.15) ve denklem (3.83) kullanılırken, giriş ve çıkışlardaki α_1 ve α_2 'yi hesaplamak için denklem (3.2) ve (3.3) kullanılır.

• 2. kademe için $\Lambda=0,7$ civarı alınıp ΔT_{02} belirlendikten sonra, toplam basınç oranı $\frac{P_{03}}{P_{01}}$, kademe çıkışındaki toplam basınç P_{03} ve toplam sıcaklık T_{03} sırasıyla denklem (3.87), (3.88) ve (3.89) kullanılarak hesaplanır.

• Diğer kademeler için de yukarıda anlatılan bütün adımlar tekrarlanır ve gerekli parametreler hesaplanır.

• Bu adıma kadar ana akımda hava ve kanat açılarını hesapladık, fakat şimdi kanatların kök ve uç kısımlarındaki hava ve kanat açıları hesaplanacaktır. Bunun için öncelikle kanat kök hızı U_{1r} , kanat ortalama hızı U_{1m} , kanat uç hızı U_{1t} denklem (3.69) kullanılarak hesaplanır ve bu değerler ile “Serbest Vorteks” denklemini (3.37) kullanılarak bütün kademe rotor ve statorları için kök kısmından uç kısmına kadar β açıları hesaplanır:

$$\tan\beta_{1r} = \frac{U_{1r}}{C_a} \quad (3.95.a)$$

$$\tan\beta_{1m} = \frac{U_{1m}}{C_a} \quad (3.95.b)$$

$$\tan\beta_{1t} = \frac{U_{1t}}{C_a} \quad (3.95.c)$$

$$C_{w2,root} = C_{w2,mean}r_m/r_r \quad (3.96.a)$$

$$C_{w2,tip} = C_{w2,mean}r_m/r_t \quad (3.96.b)$$

$$\tan\alpha_{2r} = \frac{C_{w2,root}}{C_a} \quad (3.97.a)$$

$$\tan\alpha_{2m} = \frac{C_{w2,mean}}{C_a} \quad (3.97.b)$$

$$\tan\alpha_{2t} = \frac{C_{w2,tip}}{C_a} \quad (3.97.c)$$

Aynı yöntemler kullanılarak tüm kademelerdeki α_{1r} ve α_{1t} 'ler hesaplanabilir.

- Kanat sayısı n , veter uzunluğu c , kanat aralığı s değerlerini hesaplamak için ilk olarak h/c oranı 3 civarında seçilir. Daha önceden kanat boyu h 'ı tüm kademeler için hesapladığımız için rotor ve statorlar için veter uzunluğu c hesaplanır. İkinci aşama s/c oranının Bölüm 3.5.1'de anlatılan yöntemlere göre belirlenmesidir. Uygun bir s/c oranı belirlendikten sonra kanat sayısı hesaplanır.

$$n = \frac{2\pi r_m}{s} \quad (3.98)$$

Denklem (3.9)'dan difüzyon faktörü hesaplanır ve kontrol edilir. Aşırı kayıplardan kaçınmak için bu değer yaklaşık olarak 0,5'i geçmemesi istenmektedir.

- Ayrılma açısı δ , kanat kambur açısı θ ve oturma açısı ζ Bölüm 3.5.2’de anlatılan yöntemlerle hesaplanır.
- Taşıma ve sürüklenme kuvvetleri, boyutsuz basınç düşüşü, boyutsuz teorik basınç düşüşü ile rotor ve stator verimleri Bölüm 3.5.3 ve 3.2.7’de anlatıldığı gibi hesaplanır.
- Ve son olarak da kompresör izantropik verimi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\eta_{s,overall} = \frac{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1} \quad (3.99)$$



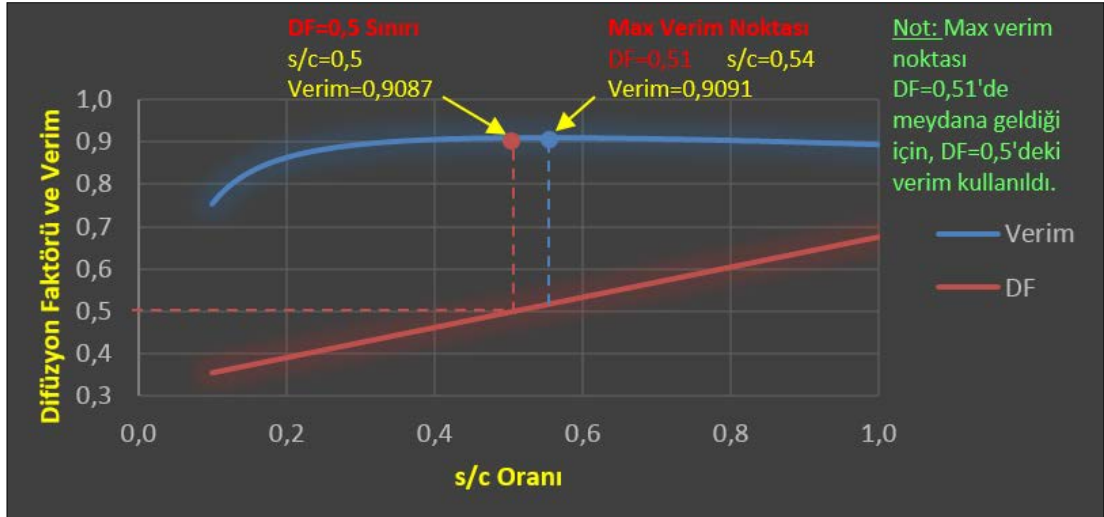
4. SONUÇLAR VE YORUMLAR

4.1. AxiCalc ile s/c Optimizasyonu

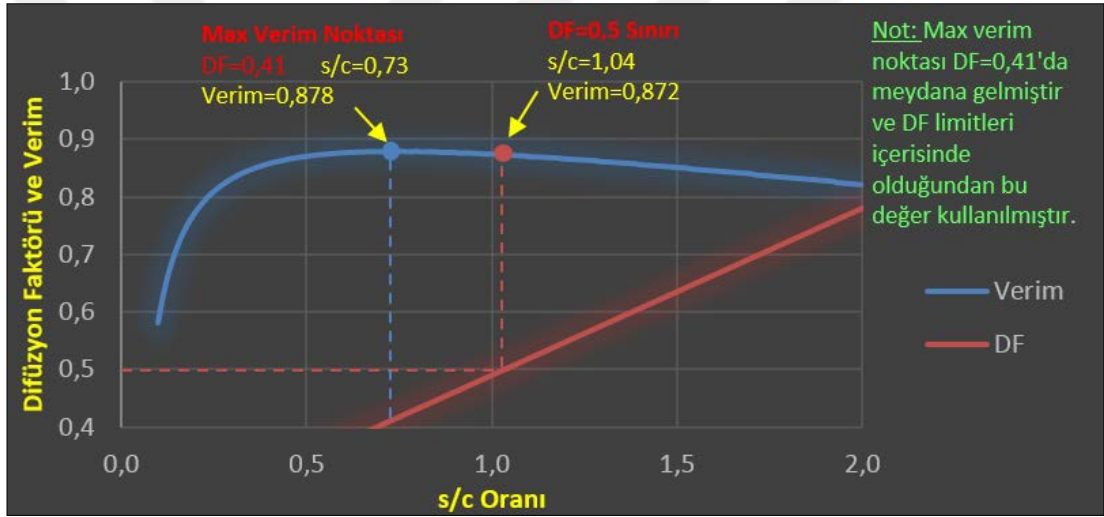
Normal şartlarda s/c oranı bölüm 3.5.1'de anlatılan diğer ampirik yöntemlerle optimize edilebilir. Fakat bu yöntemler belirli aralık ve şartlarda geçerli olduğundan her kompresör tasarımı için mantıklı veya hassas sonuçlar vermeyebilir. Daha önce kompresör kanatlarında yüksek kayıplar oluşmaması için Difüzyon Faktörü'nün yaklaşık 0,45'i geçmemesi gerektiğinden bahsetmiştik. Difüzyon Faktörü ve verim temelde s/c'nin fonksiyonu olduğundan, bazı s/c değerleri için hesaplanan en yüksek verim değeri Difüzyon Faktörü'nün 0,45'den yüksek değerlerinde elde edilebilir fakat fiziksel olarak gerçekte Difüzyon Faktörü limitini aştığımız için daha düşük bir verimle karşılaşabiliriz. İşte bu durumu önlemek maksadı ile Difüzyon Faktörü'nü bir limit olarak alıp basit bir optimizasyon yapmak gereklidir.

Bu tezde s/c oranı Difüzyon Faktörü'ne dayalı olarak optimize edilmiştir ve bu maksatla AxiCalc programında ilgili kodlar yazılmıştır. Bu kodlar öncelikle bütün kademelerdeki rotor ve stator kanatlarında kök, orta ve uç kısımları için s/c'yi 0'dan başlatıp 5'e kadar her seferinde 0,01 arttırarak verimi hesaplar ve kaydeder. Daha sonra hesaplanan verim değerleri arasındaki en yüksek verim değeri için Difüzyon Faktörü'nün 0,5'i geçip geçmediğini algılar. Eğer en yüksek verim için Difüzyon Faktörü 0,5'i geçiyorsa, Difüzyon Faktörü 0,5'e en yakın olan değerdeki s/c ve verim değerini kullanır ve bu şekilde Difüzyon Faktörü sınırlaması yapılır. Eğer en yüksek verim değerine karşılık gelen Difüzyon Faktörü 0,5'den küçük ise, bu verim değerine karşılık gelen Difüzyon Faktörü ve s/c oranını kullanır. Sınırları zorlamak için şimdilik Difüzyon Faktörü limitini 0,5 seçtik, fakat programda bu limit değeri istenildiği gibi değiştirilebilir.

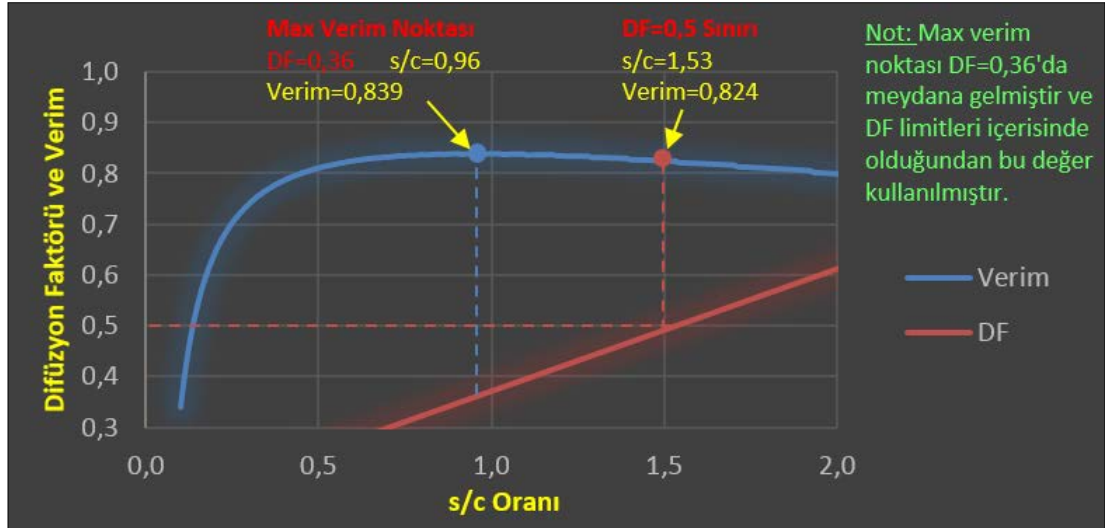
Şekil 4.1–şekil 4.3'de ilk kademedeki stator kanatlarında kök, orta ve uç kısımlar için s/c oranına bağlı hesaplanan Verim-Difüzyon Faktörü grafikleri verilmiştir.



Şekil 4.1: 1. kademe stator kök kısmı kanat verimi ve difüzyon faktörü grafiği.



Şekil 4.2: 1. kademe stator orta hat kanat verimi ve difüzyon faktörü grafiği.



Şekil 4.3: 1. kademe stator uç kısmı kanat verimi ve difüzyon faktörü grafiği.

Şekil 4.4'de yukarıdaki grafiklere ait optimizasyon sonuçları mevcuttur.

	STAGE 1			STAGE 2			STAGE 3			STAGE 4			
	Root	Mean	Tip	Root	Mean	Tip	Root	Mean	Tip	Root	Mean	Tip	Root
S/C Ratio	0,5	0,73	0,96	0,46	0,67	0,82							
Efficiency	0,9087927	0,8787645	0,8396871	0,9081669	0,8849984	0,8554195							
DF	0,4984048	0,4114674	0,3634624	0,4989343	0,4377052	0,3843615							

STAGE-1 STATOR							STAGE-2 STATOR					
S/C Ratio	Eff-Mean	DF-Mean	Eff-Root	DF-Root	Eff-Tip	DF-Tip	Eff-Mean	DF-Mean	Eff-Root	DF-Root	Eff-Tip	DF-Tip
Max Points	0,87876	1,53610	0,90917	1,95879	0,83969	1,24030	0,88500	1,68121	0,90878	2,03282	0,85542	1,41325
0,10	0,58246	0,22839	0,75484	0,35593	0,34141	0,15630	0,63995	0,25735	0,76536	0,36555	0,47306	0,18838
0,11	0,61770	0,23129	0,77509	0,35949	0,39726	0,15871	0,67009	0,26051	0,78458	0,36926	0,51753	0,19111
0,12	0,64703	0,23420	0,79186	0,36305	0,44383	0,16111	0,69504	0,26368	0,80043	0,37296	0,55437	0,19383
0,13	0,67165	0,23711	0,80590	0,36661	0,48299	0,16352	0,71601	0,26684	0,81371	0,37667	0,58540	0,19655
0,14	0,69260	0,24001	0,81780	0,37018	0,51633	0,16593	0,73390	0,27001	0,82499	0,38037	0,61193	0,19927
0,15	0,71076	0,24292	0,82806	0,37374	0,54534	0,16834	0,74937	0,27317	0,83469	0,38408	0,63494	0,20199
0,16	0,72659	0,24582	0,83694	0,37730	0,57069	0,17075	0,76270	0,27633	0,84302	0,38778	0,65480	0,20471
0,17	0,74036	0,24873	0,84465	0,38086	0,59276	0,17316	0,77438	0,27950	0,85028	0,39149	0,67224	0,20744
0,18	0,75257	0,25164	0,85143	0,38442	0,61241	0,17557	0,78470	0,28266	0,85665	0,39519	0,68770	0,21016
0,19	0,76333	0,25454	0,85738	0,38799	0,62972	0,17798	0,79389	0,28583	0,86229	0,39890	0,70154	0,21288
0,20	0,77303	0,25745	0,86269	0,39155	0,64541	0,18039	0,80203	0,28899	0,86724	0,40260	0,71381	0,21560

Şekil 4.4: Stator kanatları için s/c optimizasyon sonuçları.

4.2. AxiCalc Sonuçları ve CAD Modeli Oluşturma

Bu tezde AxiCalc programında örnek olarak iki kademeli aksel akışlı bir kompresör için hesaplama yapılmıştır. Giriş parametreleri olarak Şekil 4.5'de gösterildiği gibi debi, basınç oranı, aksel hız C_a , ilk kademe rotor uç kısmı kanat hızı U_{1t} , kompresör giriş kesiti yarıçap oranları r_r/r_t ve tahmini politropik verim η_p seçilmiştir. Ortam parametreleri olarak toplam basınç P_{01} ve toplam sıcaklık T_{01} girilmiştir. Bu parametreler programa girildikten sonra program çalıştırılır ve tablo 4.1'de gösterildiği gibi bütün kademe rotor ve statorlarındaki havanın termodinamik

özellikleri, kanat özellikleri, kompresör boyut özellikleri ve izantropik verim otomatik olarak hesaplanır. Başlangıç tasarımı olarak hücum açısı sıfır kabul edilmiştir ve uç açıklığı etkileri ihmal edilmiştir.

AxiCalc v 1.0

INITIAL CONDITIONS		RESULTS	
Massflow (Kg/s)	20	Number of Stages	2
Pressure Ratio	1.6	Ave Temp Per St	23.17159517874
Ca (m/s)	150	N (Rev/s)	197.0682062469
U1t (m/s)	280	U-Mean (m/s)	210
Rr/Rt	0.5	Inlet Mean Radius (m)	0.169598834238
Eff-Polytropic	0.90	Velocity Of Sound (m/s)	333.4975844079
AMBIENT CONDITIONS		TOLast-T01 (K)	46.34319035748
T01 (K)	288	Last Stage	
P01 (Bar)	1.01	P0-Last Stage (Bar)	1.616
Cp (Kj/KgK)	1.005	P-Last Stage (Bar)	1.434426436396
		T0-Last Stage (K)	334.3431903574
		T-Last Stage (K)	323.1491605067
		p-Outlet (Kg/m3)	1.546654650969
		Out Root Radi (m)	0.129149380782
		Out Tip Radi (m)	0.210048287694107
		First Stage	
		T1 (K)	276.8059701492
		P1 (Bar)	0.879147511711
		p-Inlet (Kg/m3)	1.106635000130
		Inlet Root Radius (m)	0.113065889492
		Inlet Tip Radius (m)	0.226131778984
		Mach Number-Max	0.952473476080
		CALCULATE NUMBER OF STAGES	
		SET	
Total value of ΔT_0s should be TOLast-T01			
	ST-1	ST-2	
ΔT_0s	23	23,16	
Λ	0.732	0.7	
h/c-Rotor	3	3	
h/c-Stator	3	3	
RUN	Replace Only	MultiObjective Analysis	TO 10

Şekil 4.5: AxiCalc arayüzü ve ön hesap sonuçları.

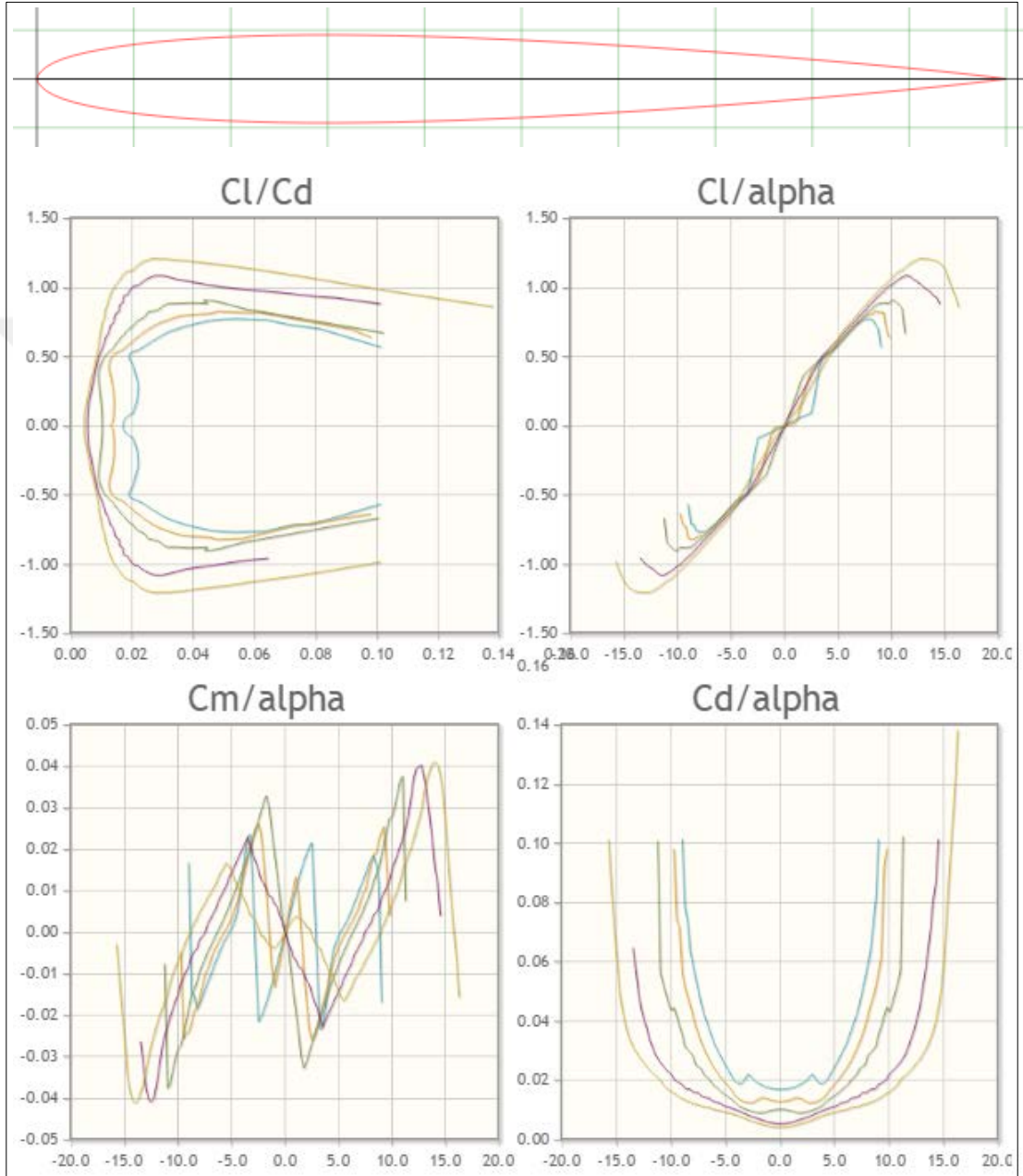
Tablo 4.1: İki kademeli aksenal akışlı kompresör için AxiCalc sonuçları.

	STAGE-1			STAGE-2		
	Root	Mean	Tip	Root	Mean	Tip
$\alpha 1^\circ$	0	0	0	1,81	1,3	1,02
$\alpha 2^\circ$	47,21	36,83	29,81	47,82	39,26	32,98
$\beta 1^\circ$	43,03	54,46	61,82	44,31	54,02	60,6
$\beta 2^\circ$	-6,26	33,07	51,49	-3,81	30,23	48,09
Deflection $^\circ$	49,28	21,39	10,34	48,12	23,79	12,51
Δ	0,44	0,73	0,84	0,45	0,7	0,81
λ		0,98			0,93	
ΔT_{0s} (°K)		23			23,16	
deHaller		0,69			0,68	
P03/P01		1,28			1,26	
P01,02,03 (Bar)	1,01	1,29	1,29	1,29	1,62	1,62
P1,2,3 (Bar)	0,88	1,05	1,13	1,13	1,33	1,43
T01,02,03 (°K)	288	311	311	311	334,2	334,2
T1,2,3 (°K)	276,8	293,7	299,8	299,8	316	323
$\rho_{1,2,3}$ (kg/m ³)	1,11	1,25	1,32	1,32	1,47	1,55
Area (m ²)	0,12	0,11	0,1	0,1	0,09	0,09
r-rotor inlet (m)	0,11	0,17	0,23	0,12	0,17	0,22
r-rotor outlet (m)	0,12	0,17	0,22	0,13	0,17	0,21
r-stator outlet (m)	0,12	0,17	0,22	0,13	0,17	0,21
V1	205,2	258,1	317,7	209,6	255,3	305,5
V2	150,9	179	240,9	150,3	173,6	224,6
U-Rotor Inlet	140	210	280	151,2	210	268,9
U-Rotor Outlet	145,6	210	274,4	155,5	210	264,5
Cw1	0	0	0	4,73	3,41	2,66
Cw2	162	112,3	85,95	165,5	122,6	97,35
C1	150	150	150	150,1	150	150
C2	220,8	187,4	172,9	223,4	193,7	178,8
s/c Rotor	0,53	0,88	1,66	0,53	0,77	1,34
h/c Rotor	2,68	3,08	4,45	2,87	3,09	4,27
s - Pitch Rotor (m)	0,02	0,03	0,04	0,02	0,02	0,03
c - Chord Rotor (m)	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,02
n - Number of Bl Rotor	33	33	33	45	45	45
δ - Deviation Angle Rotor $^\circ$	9,27	8,23	7,77	9,3	8,14	7,59
δ - Katsayı Rotor $^\circ$	0,16	0,28	0,43	0,16	0,26	0,38
θ - Camber Angle Rotor $^\circ$	58,55	29,62	18,1	57,42	31,93	20,1
ζ - Stagger Angle Rotor $^\circ$	13,75	39,65	52,77	15,6	38,06	50,55
DF - Diffusion Factor Rotor	0,47	0,5	0,47	0,49	0,5	0,47
CL-Lift Coff Rotor	1,02	0,92	1,09	1,01	0,87	1,01

Tablo 4.1: Devam.

	STAGE-1			STAGE-2		
	Root	Mean	Tip	Root	Mean	Tip
β_m -Mean Angle Rotor $^\circ$	22,38	45,72	57,37	24,45	44,42	55,3
β_2' Rotor $^\circ$	-15,5	24,85	43,72	-13,1	22,09	40,5
Camber Radius -Rotor (m)	0,04	0,07	0,08	0,03	0,06	0,06
Cds Rotor	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,02
Cda Rotor	0	0,01	0,01	0	0,01	0,01
CD-Drag Coeff Rotor	0,04	0,04	0,05	0,04	0,04	0,04
$\frac{\tau}{(0,5\rho V^2)}$ Rotor	0,05	0,04	0,04	0,05	0,05	0,04
$\Delta P_{th}/(0,5\rho V^2)$ Rotor	0,46	0,52	0,43	0,49	0,54	0,46
s/c Stator	0,5	0,73	0,96	0,46	0,67	0,82
h/c Stator	2,99	3,14	3,22	2,79	3,1	3,06
h - Blade Height Stator (m)	0,1	0,1	0,1	0,09	0,09	0,09
s - Pitch Stator (m)	0,02	0,02	0,03	0,01	0,02	0,02
c - Chord Stator (m)	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
n - Number of Bl Stator	44	44	44	56	56	56
δ - Deviation Angle Stator $^\circ$	8,98	8,81	8,47	8,84	9,11	8,68
δ - Katsayı Stator $^\circ$	0,17	0,2	0,23	0,16	0,19	0,21
θ - Camber Angle Stator $^\circ$	54,38	44,34	37,27	56,66	48,36	41,66
ζ - Stagger Angle Stator $^\circ$	20,02	14,66	11,18	19,49	15,08	12,15
DF - Diffusion Factor Stator	0,5	0,41	0,36	0,5	0,44	0,38
CL-Lift Coff Stator	0,92	0,99	1,02	0,89	1,01	1,01
α_m -Mean Angle Stator $^\circ$	29,07	21,09	16,46	28,89	22,23	17,98
α_2' Stator $^\circ$	-7,18	-7,51	-7,46	-8,84	-9,11	-8,68
Camber Radius -Stator (m)	0,04	0,04	0,05	0,03	0,04	0,04
Cds Stator	0,02	0,02	0,02	0,01	0,02	0,02
Cda Stator	0	0,01	0,01	0	0	0,01
CD-Drag Coeff Stator	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
$\frac{\tau}{(0,5\rho V^2)}$ Stator	0,05	0,04	0,04	0,05	0,05	0,04
$\Delta P_{th}/(0,5\rho V^2)$ Stator	0,54	0,36	0,25	0,55	0,4	0,3
η-Stator Blade	0,91	0,88	0,85	0,91	0,89	0,86
η-Rotor Blade	0,89	0,92	0,91	0,9	0,92	0,91
η-Stage		0,91			0,91	
P03/P01 Real		1,28			1,26	
Pressure Coeff - Rotor		0,47			0,46	
Temperature Coeff		0,52			0,53	
β_1' Rotor $^\circ$	43,03	54,46	61,82	44,31	54,02	60,6
α_1' Stator $^\circ$	47,21	36,83	29,81	47,82	39,26	32,98
Incidence Rotor $^\circ$	0	0	0	0	0	0
Incidence Stator $^\circ$	0	0	0	0	0	0

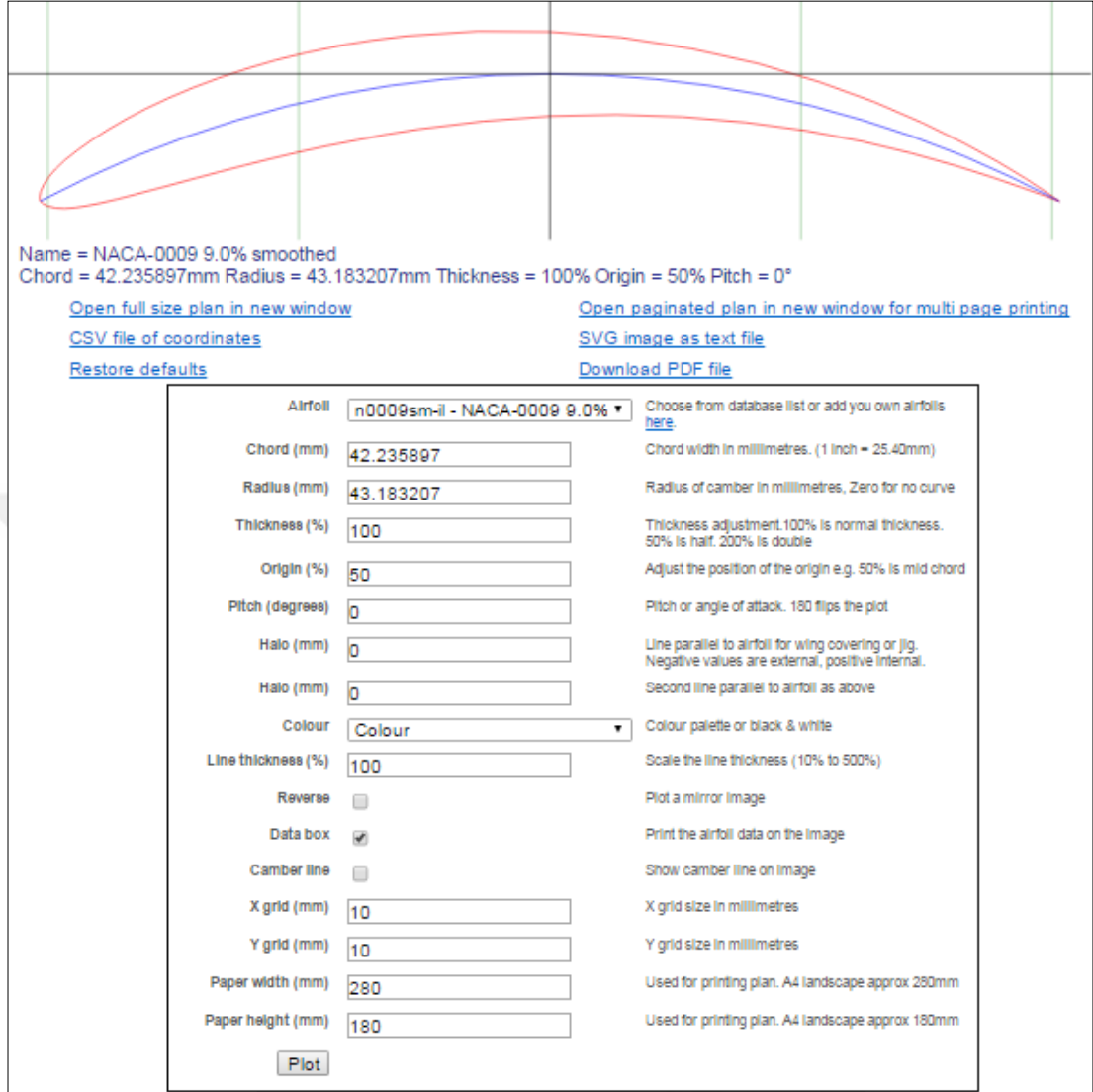
Sonuçlar elde edildikten sonra tablo 4.1'deki geometrik ölçülere göre iki kademeli aksenal kompresör NX 9.0 CAD programı ile üç boyutlu olarak modellenmiştir. Şekil 4.6'da gösterildiği gibi kanat profili olarak NACA-0009 9.0% smoothed kullanılmıştır.



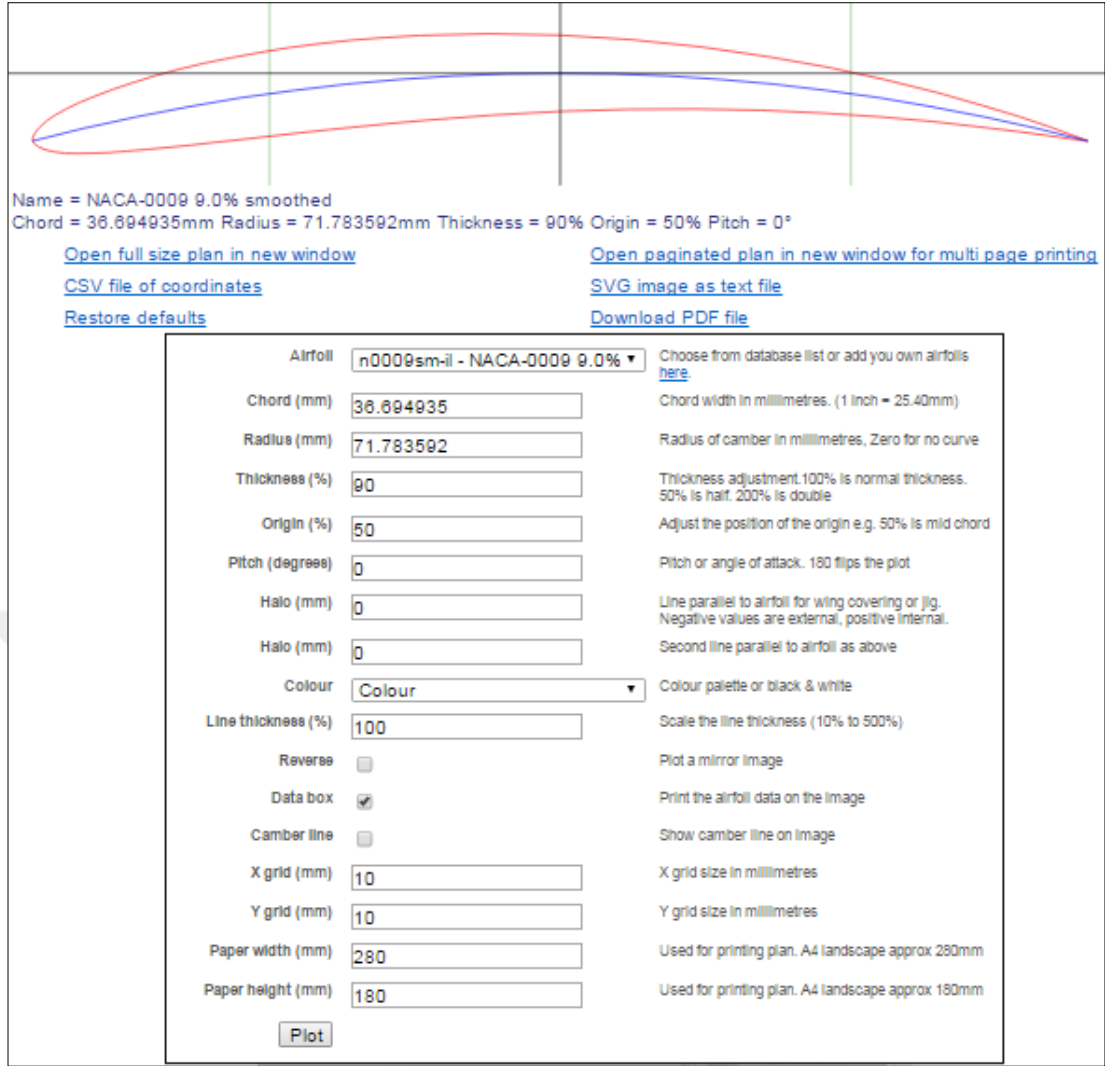
Şekil 4.6: NACA-0009 9.0% smoothed kanat profil özellikleri.

Bu kanat profilini elde etmek için tablo 4.1'de elde edilen veter uzunluğu ve kamburluk yarıçapına ihtiyaç vardır. Bu değerler kullanılarak bütün kanat geometrileri bir kanat çizici program ile hesaplanmıştır. Yüzde profil kalınlıkları kök kısmından uç

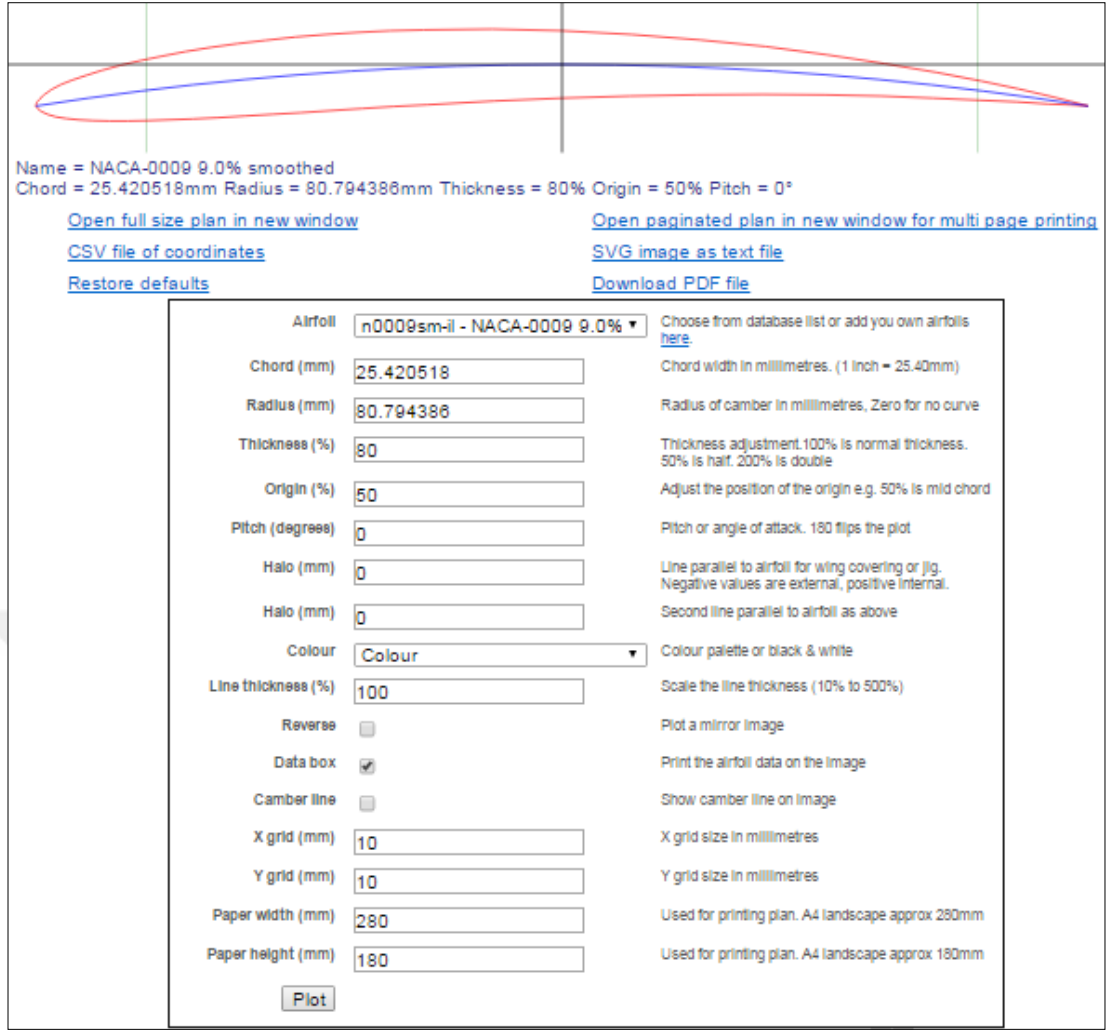
kısmı kadar kademeli olarak toplamda %20 düşürülmüştür. Şekil 4.7 - şekil 4.9'da birinci kademe rotor kök, orta ve uç kısımlarındaki kanat profilleri gösterilmiştir.



Şekil 4.7: Birinci kademe rotor kök kısmında NACA-0009 9.0% smoothed kanat profili.

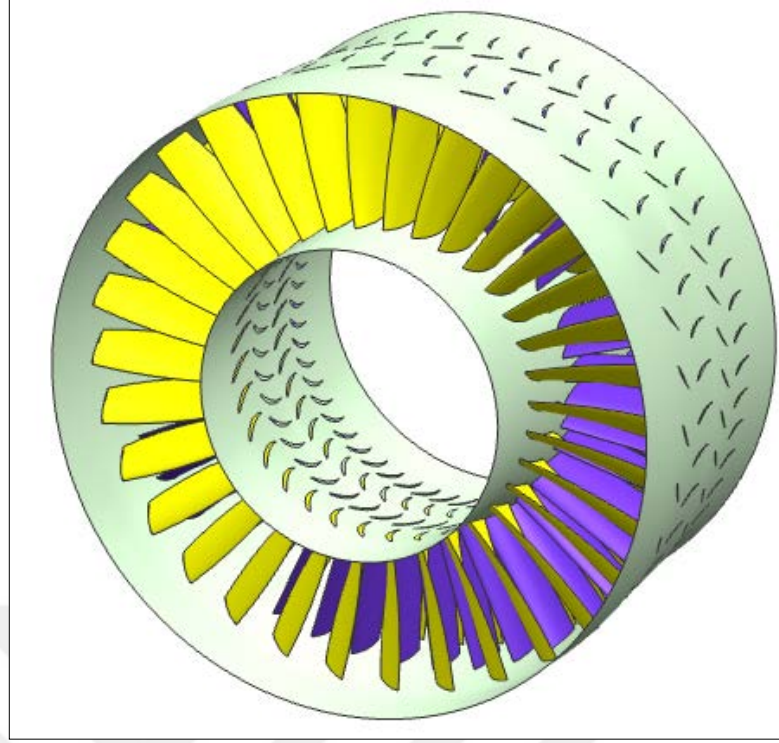


Şekil 4.8: Birinci kademe rotor orta kısmında NACA-0009 9.0% smoothed kanat profili.

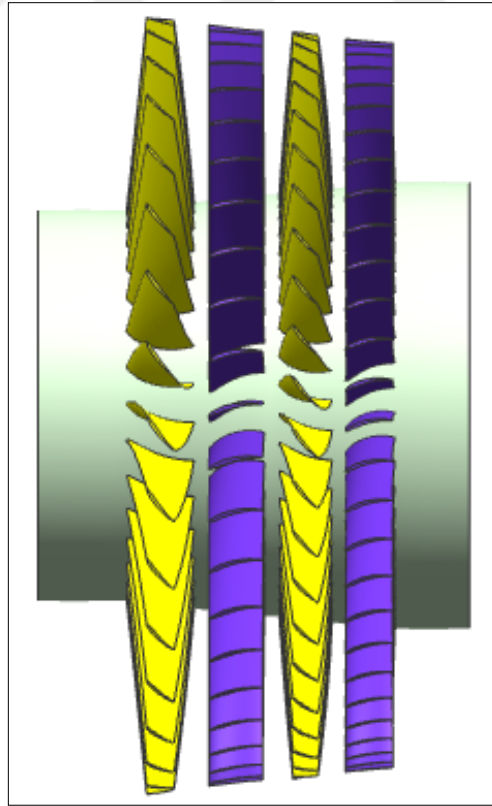


Şekil 4.9: Birinci kademe rotor uç kısmında NACA-0009 9.0% smoothed kanat profili.

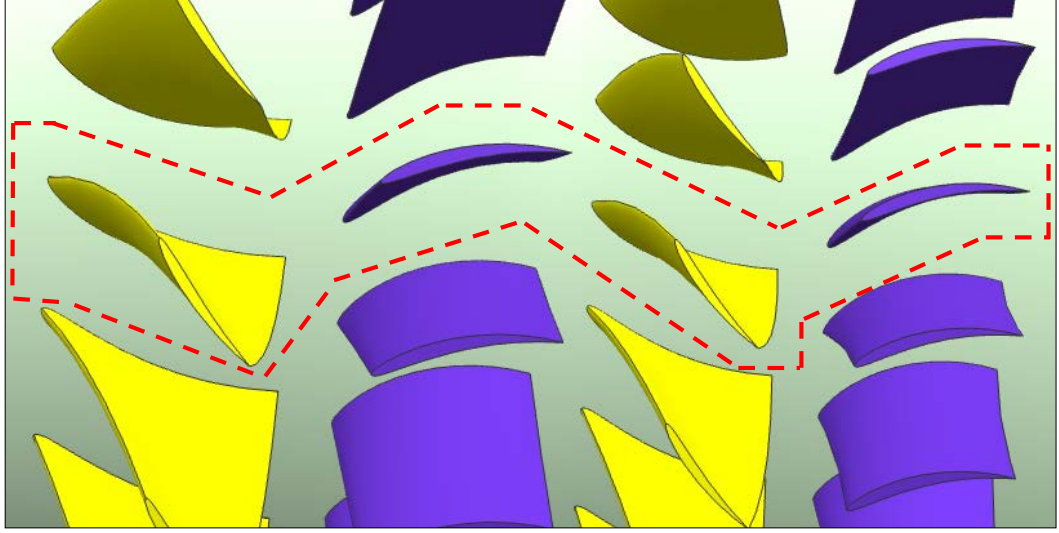
Şekil 4.10-şekil 4.12 de gösterildiği gibi bütün kanat profilleri çizdirildikten sonra kompresör üç boyutlu olarak modellenmiştir.



Şekil 4.10: İki kademeli aksenal akışlı kompresörün üç boyutlu modeli, izometrik görünüş.



Şekil 4.11: İki kademeli aksenal akışlı kompresörün üç boyutlu modeli, yan görünüş.

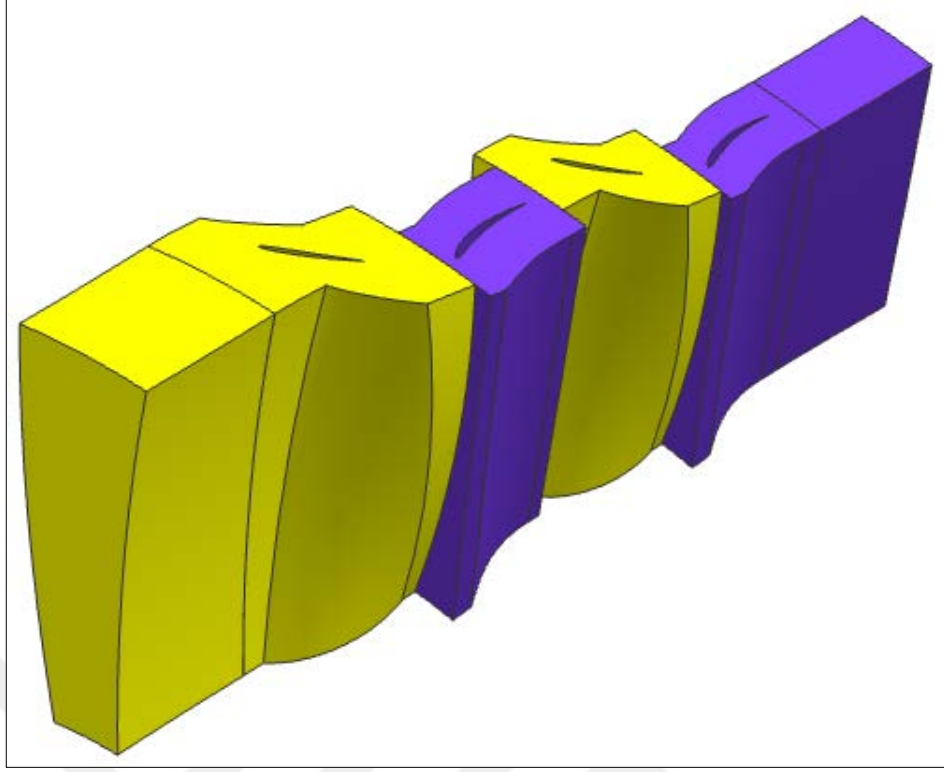


Şekil 4.12: İki kanat arası kompresör boyu ilerleyen pasaj.

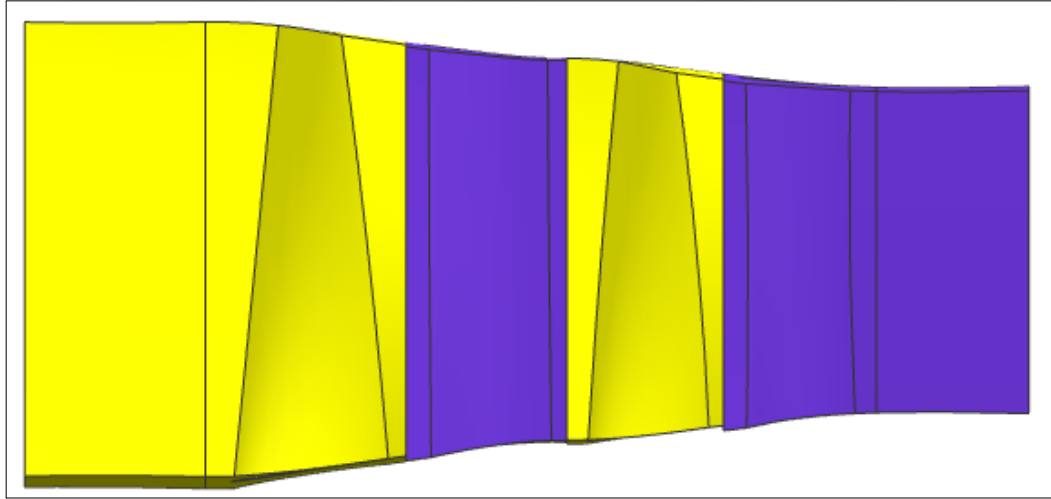
4.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi

İki kademeli kompresör tasarlandıktan sonra akış hacmi oluşturulmuştur. Bütün kompresörü sonlu hacimlere bölerek kurulan çözüm ağını kullanarak analiz yapmak uzun zaman aldığından, şekil 4.12-şekil 4.14’de gösterildiği gibi kompresör boyunca iki kanat arası pasajdaki hava akış hacmi çözüm bölgesi olarak alınmıştır. Bu sayede çevresel yönde periyodik sınır şartı verilerek sonlu hacimlerin sayısı önemli ölçüde azaltılarak, tüm kompresör analiz edilmiş gibi sonuç alınabilmektedir.

Bir iş istasyonunda, Ansys CFX 15.0 çözücüyle kompresör akış analizleri yapılmıştır. Benzeşimlerde çözüm bölgesi üç boyutlu dörtyüzlü (tetrahedral) sonlu hacimlere bölünmüştür. Rotor ve stator kanatları ve kompresör çeperi yüzeylerinde üçgen prizmalarla sınır tabaka çözüm ağı kurulmuştur. Kompresör analizlerinde Shear Stress Transport (SST) türbülans modeli yüzeyden ayrılmış akışlar için daha gerçekçi sonuç vermektedir; fakat küçük katmanlı, daha yüksek sayıda sonlu hacim gerektirdiğinden, kısıtlı sayıda çekirdeğe sahip bilgisayar kaynaklarımız için uygun değildir. Bu sebeple ilk etapta türbülans modeli olarak k-ε modeli kullanılmıştır ve y^+ değeri genelde 1 ile 93 arasında, kanatlarda ise ortalama 37 civarında tutulmuştur. Katı cidarlara komşu sınır tabaka çözüm ağına altı katman mevcuttur: İlk katmanı 0,07mm kalınlığında olup, sonlu hacimlerin büyüme oranı 1,21 olarak alınmıştır.

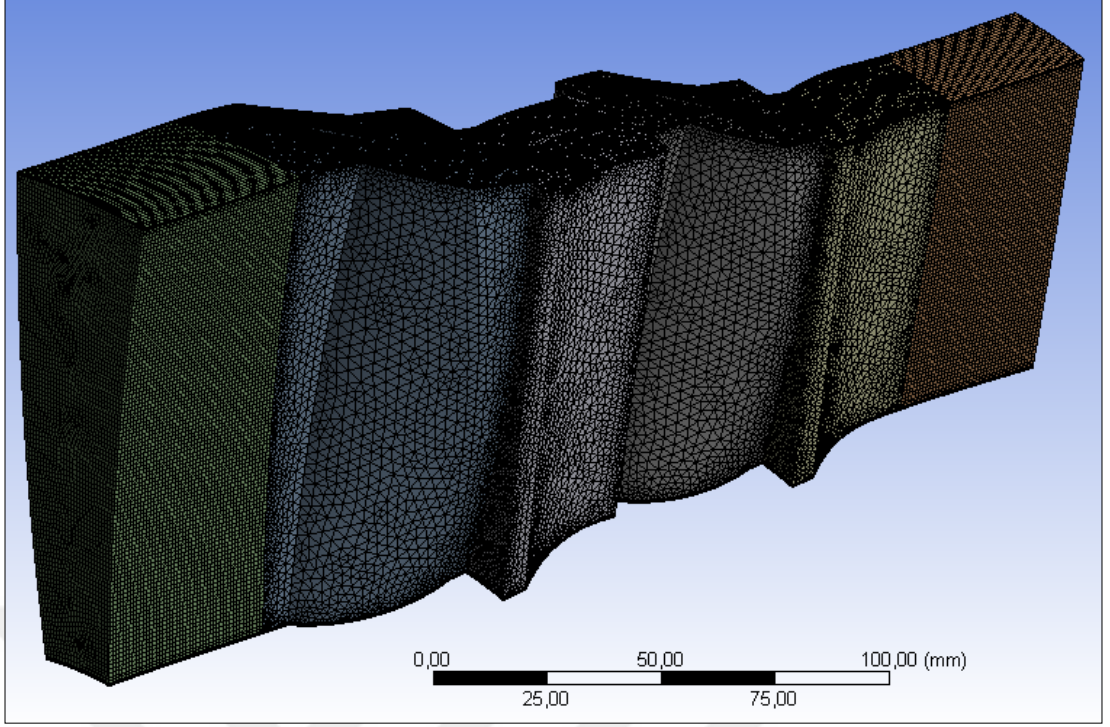


Şekil 4.13: Kompresör ekseni boyunca iki kanat arası pasajın akış hacmi, izometrik görünüş.

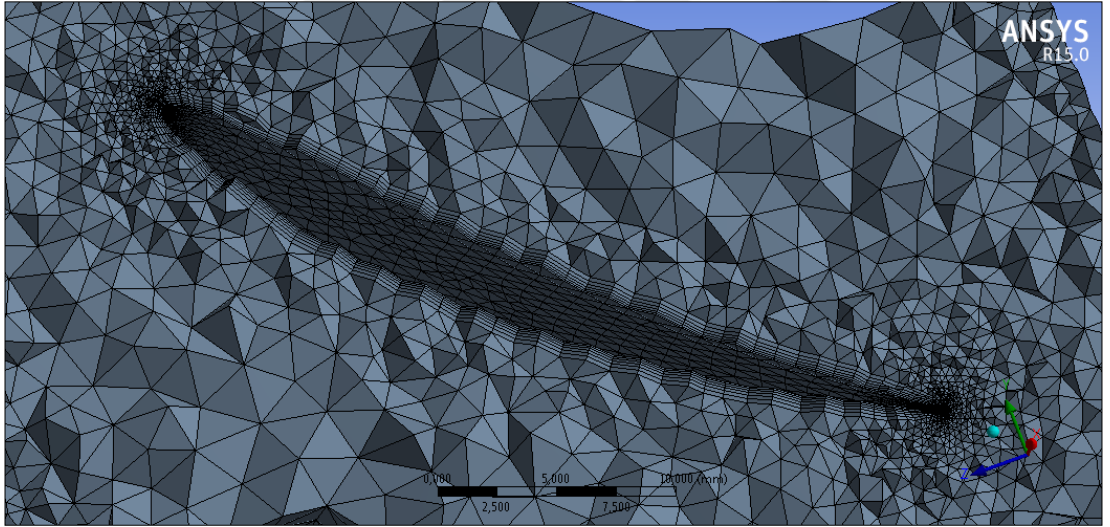


Şekil 4.14: Kompresör ekseni boyunca iki kanat arası pasajın akış hacmi, yan görünüş.

Şekil 4.15 ve şekil 4.16'da akış bölgesinin sonlu hacimlere bölünmüş hali ve sınır tabaka çözüm ağı gösterilmiştir. Toplam 10.361.937 sonlu hacim oluşturulmuştur.



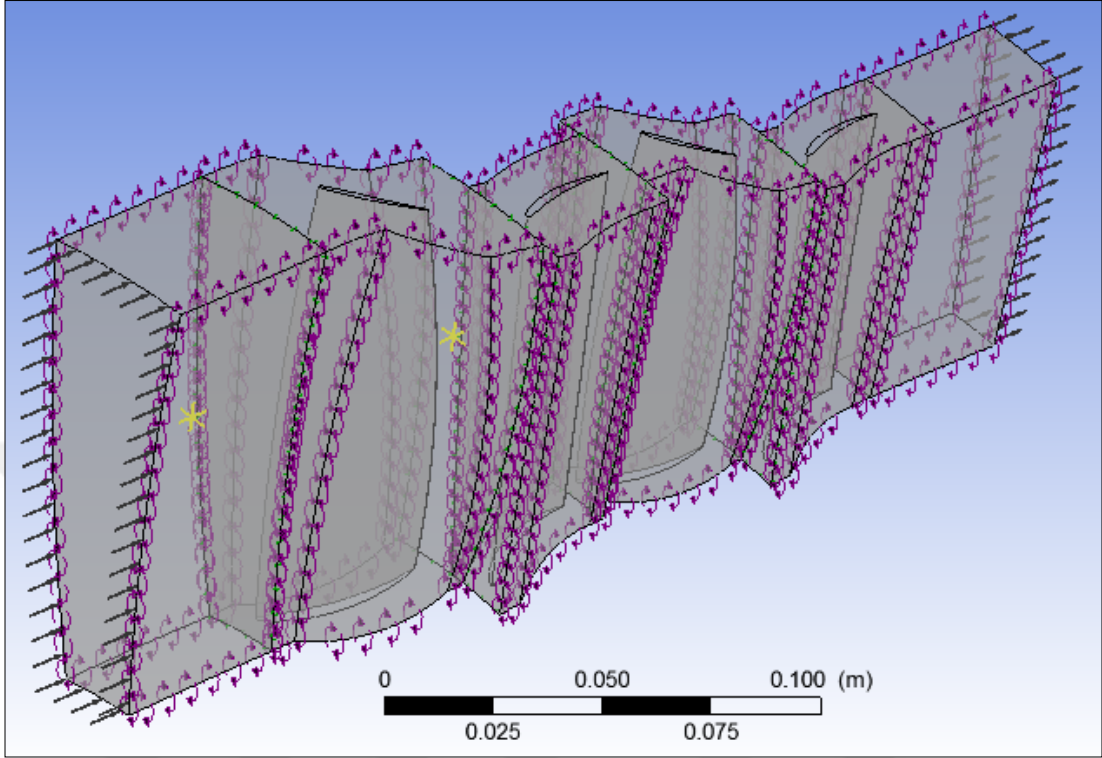
Şekil 4.15: Sonlu hacimler yöntemiyle ayrıklaştırılmış akış çözüm bölgesi.



Şekil 4.16: Sınır tabaka çözüm ağı.

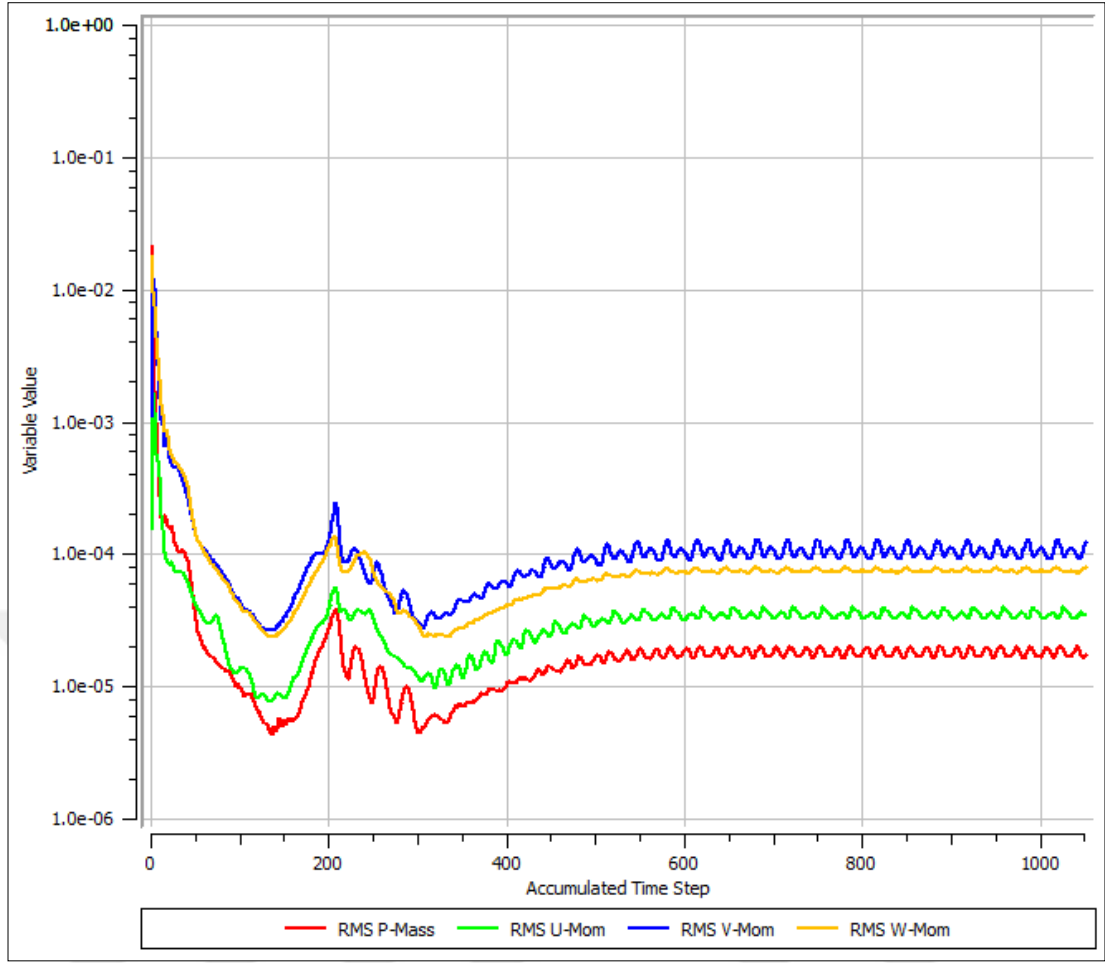
Akış bölgesinin yan yüzeylerine çevresel yönde periyodik sınır şartı uygulanmıştır. Kompresör giriş kısmına 1,01 bar toplam basınç ve 288°K toplam sıcaklık verilmiştir. Kompresör çıkışına ise 150 m/s normal hız tanımlanmıştır. Rotor kanatlarını içeren hacimlere 197.068 dev/s devir sayısı verilmiştir. Dönen hacimler ile sabit hacimler arasındaki temas yüzeylerine donuk rotor ara-yüzey modellemesi ve

kanat ve kompresör çeper yüzeylerine kaymama (no-slip wall) sınır şartı uygulanmıştır. Şekil 4.17’de sınır koşullarının uygulanmış hali gösterilmektedir.

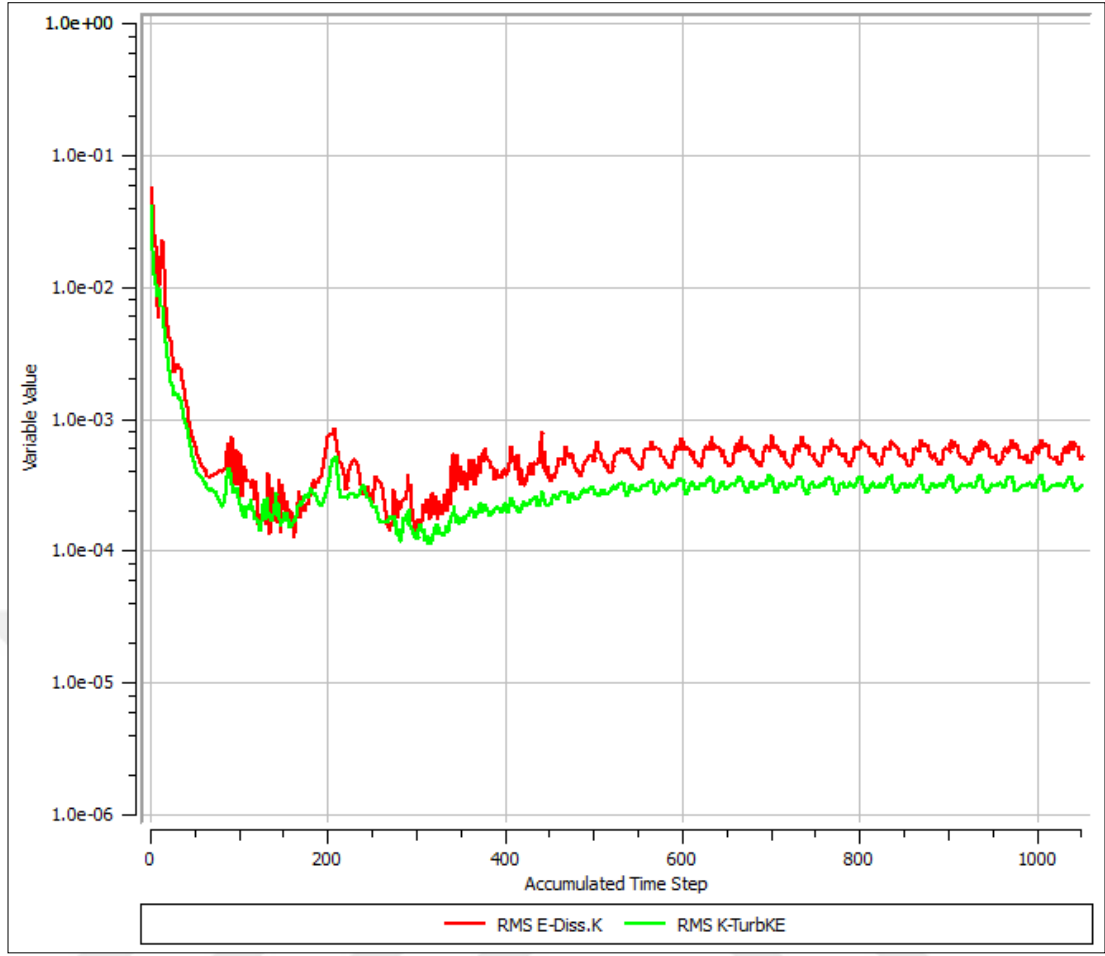


Şekil 4.17: Üç boyutlu akış bölgesine sınır şartlarının uygulanması.

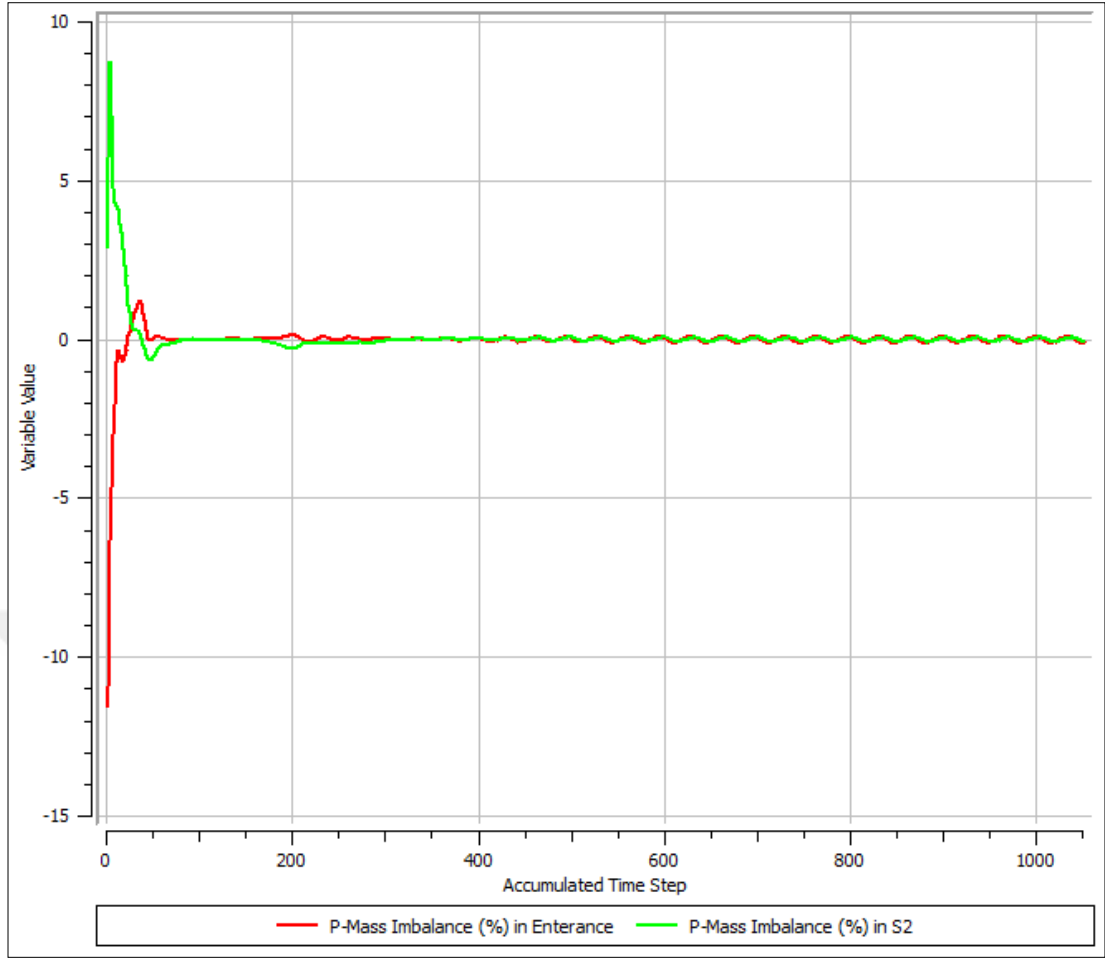
Çözücü kontrolü kısmında, auto time scale 1.0 ve hedeflenen artık değer (residual target) $1e-06$ olarak girilmiştir. Ayrıca kompresörün girişi ve ilk kademe rotorunun çıkışına izleme noktaları konularak, hız, mutlak basınç ve özgül kütlenin değişimi çözüm boyunca izlenmiştir. Toplamda 1051 iterasyon yapılmış ve yakınsamadan emin olmak için kütleli debi dengesizliği (mass imbalance) parametresi kompresör giriş ve çıkışında iterasyon boyunca izlenmiştir. Şekil 4.18 - şekil 4.20’de iterasyonların yakınsaması gösterilmiştir.



Şekil 4.18: k- ϵ türbülans modeli süreklilik ve momentum denklemleri çözümlerinin yakınsaması.



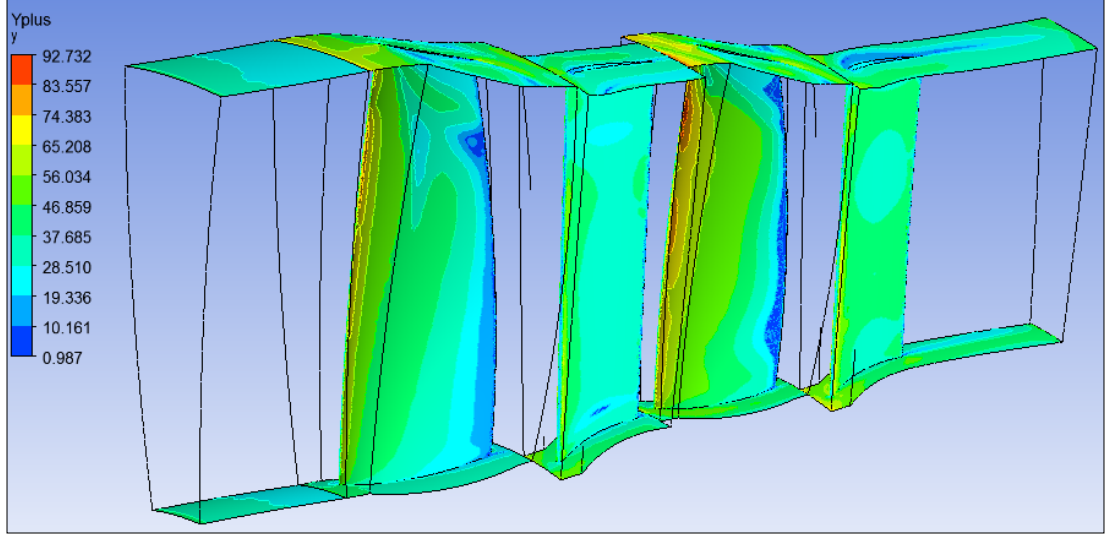
Şekil 4.19: k - ϵ türbülans modeli denklemleri çözümlerinin yakınsaması.



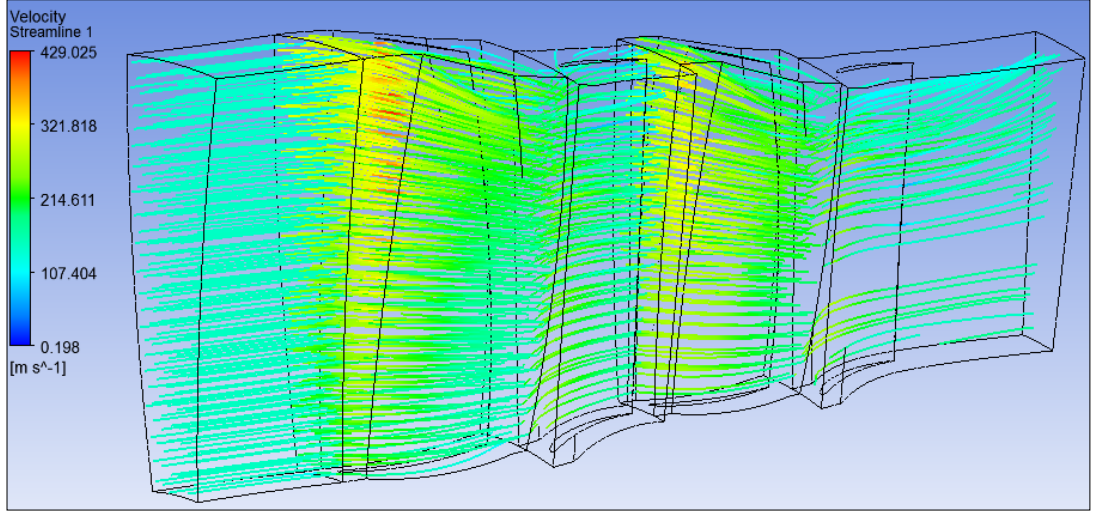
Şekil 4.20: k-ε türbülans modeli giriş-çıkış kütleli debi dengesizliğinin (mass imbalance) yakınsaması.

4.4. Sonuçların Mukayese Edilmesi

Ansys CFX sonuçları iterasyon prosesi yakınsadıktan sonra elde edilmiş ve k-ε modeli için şekil 4.21’de y+ konturları, şekil 4.22’de ise akış çizgileri gösterilmiştir. Akış çizgileri, genel olarak kompresörün uç kısmında, akışın yüzeyden ayrılarak, az miktarda düzensizliğe sebep olduğu gözlemlenmiştir. SST modeli için ise şekil 4.29’de y+ konturları, şekil 4.30’de ise akış çizgileri gösterilmiştir ve akışın daha düzenli olduğu gözlemlenmiştir.

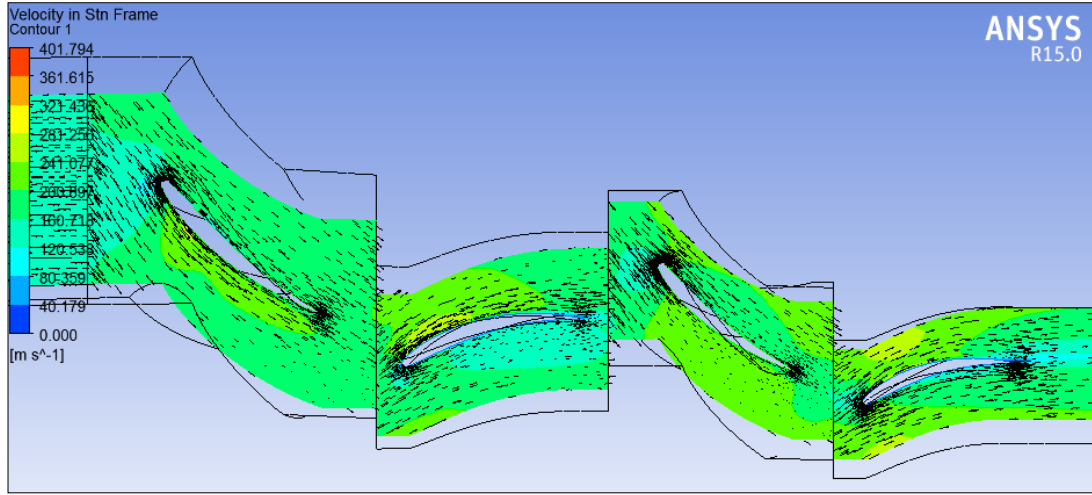


Şekil 4.21: Yüzeylerdeki y^+ konturları, $k-\epsilon$ modeli.



Şekil 4.22: Akış çizgileri, $k-\epsilon$ modeli.

Şekil 4.23’da orta yarıçap hattında (meanline) kanat kesitinde hız konturları ve vektörleri gösterilmiştir. Akış çizgileri, hız konturları ve vektörleri incelendiğinde, ana akımda yüzeyden ayrılma görülmemiştir.



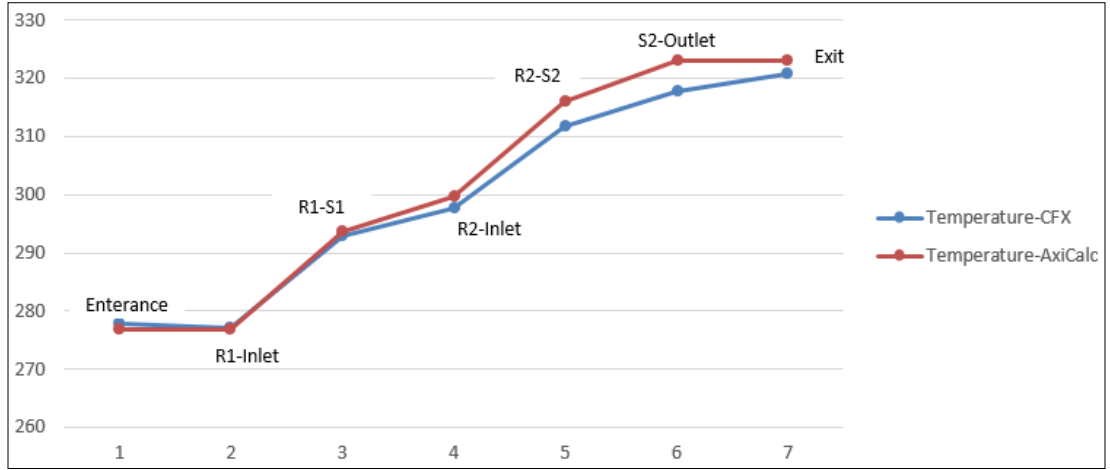
Şekil 4.23: Ana akım kesitlerindeki hız kontur ve vektörleri, k-ε modeli.

Tablo 4.2’de HAD ve AxiCalc sonuçları gösterilmiştir. Kompresör eksenini boyunca, kanat aralarında, rotor ve stator giriş-çıkışlarında olmak üzere toplam 7 adet kesitte tabloda verilen değerler hesaplanmıştır.

Tablo 4.2: HAD ve AxiCalc sonuçları, k-ε modeli.

	1	2	3	4	5	6	7	
	Inlet	R1 Inlet	R1-S1	S1-R2	R2-S2	S2 Outlet	Outlet	
Temperature-CFX	277,77	277,11	292,81	297,59	311,83	317,69	320,8	K
Total Temperature-CFX	288	288	309,88	309,6	331,82	332,51	332,65	K
Pressure-CFX	0,89	0,88	1,06	1,12	1,28	1,33	1,38	bar
Total Pressure-CFX	1,01	1,01	1,28	1,27	1,58	1,57	1,56	bar
Density-CFX	1,12	1,11	1,25	1,30	1,42	1,46	1,50	kg/m ³
Ca -CFX	143	146	147	153	161	170	150	m/s
Massflow-CFX	19,28						19,27	kg/s
Compressor Isentropic Efficiency					0,86			
Temperature-AxiCalc	276,81	276,81	293,65	299,80	316,02	322,97	322,97	K
Total Temperature-AxiCalc	288	288	311	311	334,16	334,16	334,16	K
Pressure-AxiCalc	0,88	0,88	1,05	1,11	1,33	1,43	1,43	bar
Total Pressure-AxiCalc	1,01	1,01	1,29	1,29	1,62	1,62	1,62	bar
Density-AxiCalc	1,11	1,11	1,25	1,32	1,47	1,55	1,55	kg/m ³
Ca-AxiCalc	150	150	150	150	150	150	150	m/s
Massflow-AxiCalc	20						20	kg/s
Compressor Isentropic Efficiency					0,90			

Şekil 4.24-şekil 4.28’de kesitlerde hesaplanan statik sıcaklık, toplam sıcaklık, statik basınç, toplam basınç ve özgül kütle değerleri gösterilmiştir. HAD analizi sonucu iki kademeli kompresörün izantropik verimi %86 ve AxiCalc hesaplaması sonucu izantropik verim %90 bulunmuştur ki bu da %4,4 kadar bir sapma demektir. Toplam basınç oranı AxiCalc’da 1,62 ve HAD analizi sonucunda 1,56 bulunmuştur ve aralarındaki fark %3,7 olarak hesaplanmıştır.



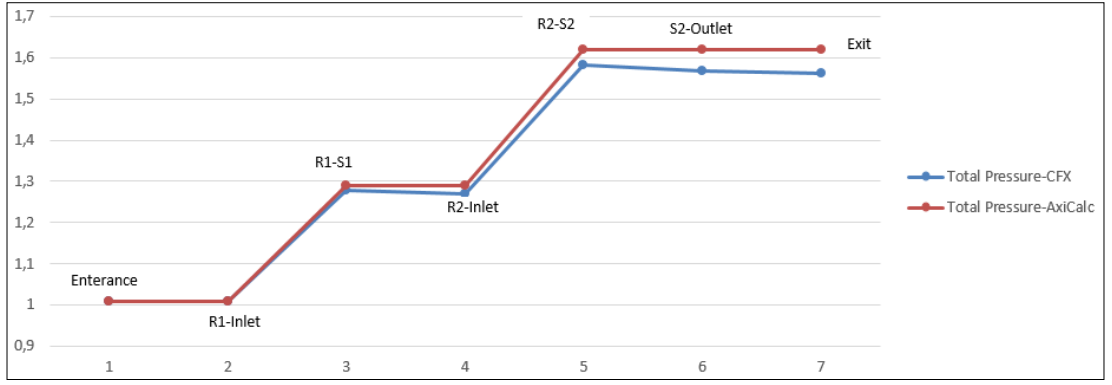
Şekil 4.24: HAD ve AxiCalc statik sıcaklık sonuçları, k-ε modeli.



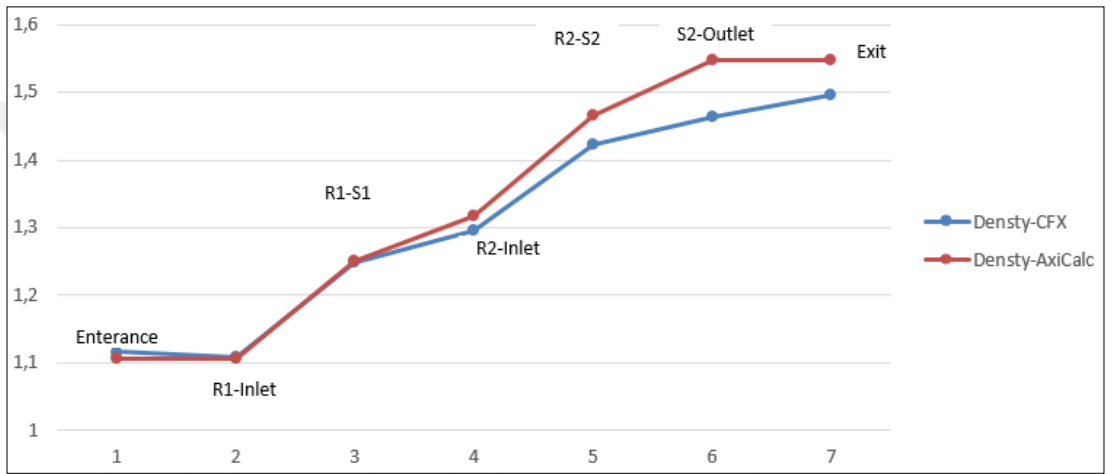
Şekil 4.25: HAD ve AxiCalc toplam sıcaklık sonuçları, k-ε modeli.



Şekil 4.26: HAD ve AxiCalc statik basınç sonuçları, k-ε modeli.

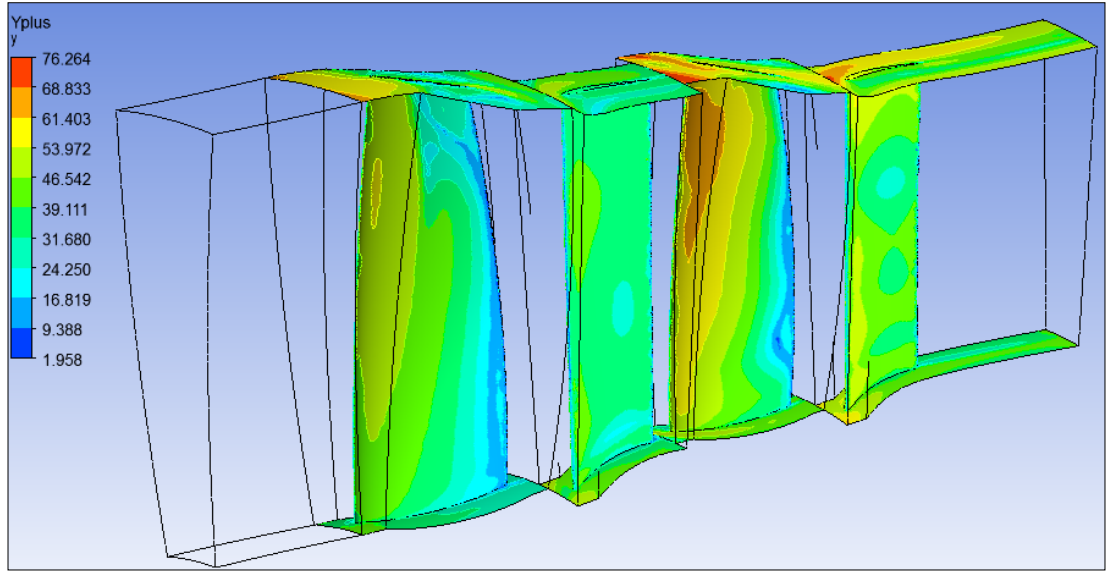


Şekil 4.27: HAD ve AxiCalc toplam basınç sonuçları, k-ε modeli.

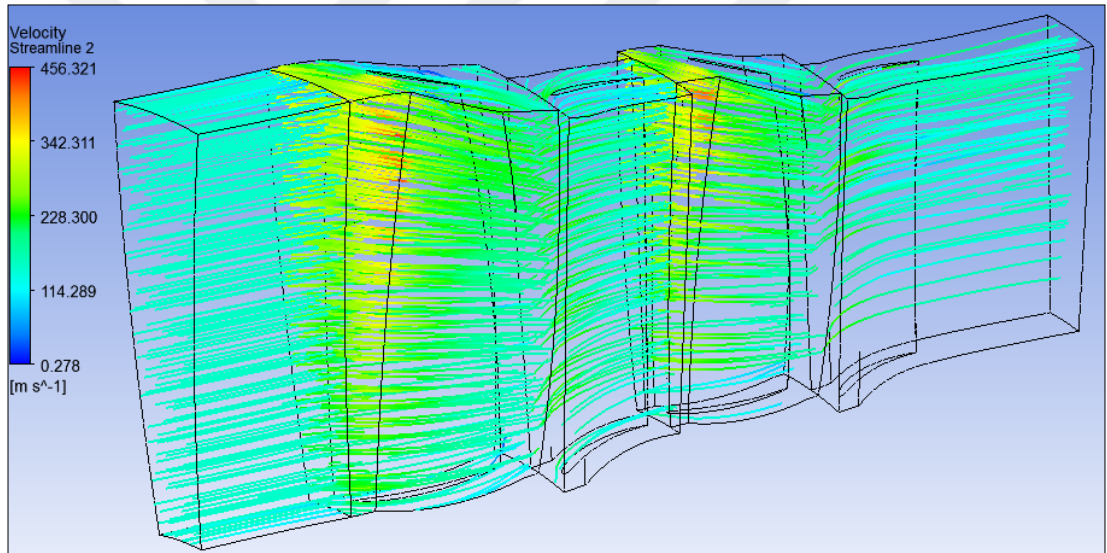


Şekil 4.28: HAD ve AxiCalc özgül kütle sonuçları, k-ε modeli.

Aynı çözüm ağı üzerinde, SST türbülans modeliyle benzeşimde elde edilen sonuçlar şekil 4.29 - şekil 4.35'de gösterilmiştir.



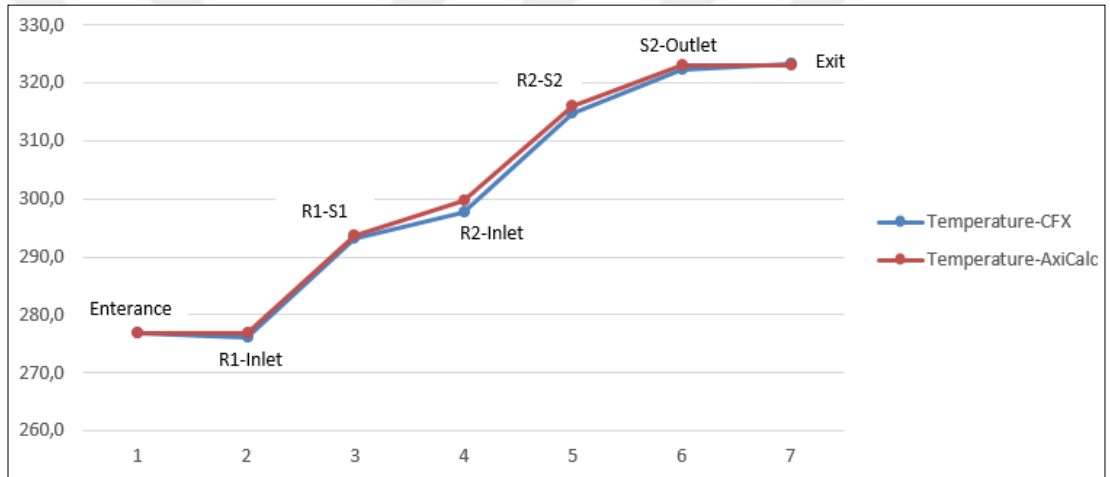
Şekil 4.29: Yüzeylerdeki y+ konturları, SST modeli.



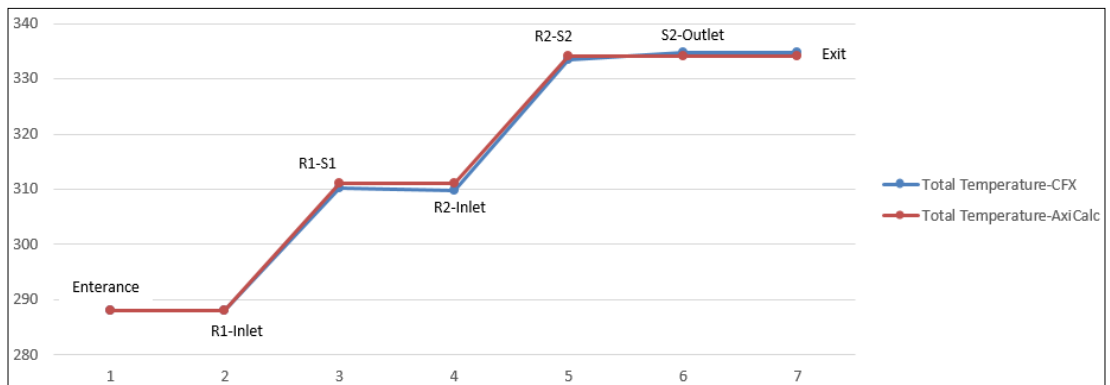
Şekil 4.30: Akış çizgileri, SST modeli.

Tablo 4.3: HAD ve AxiCalc sonuçları, SST modeli.

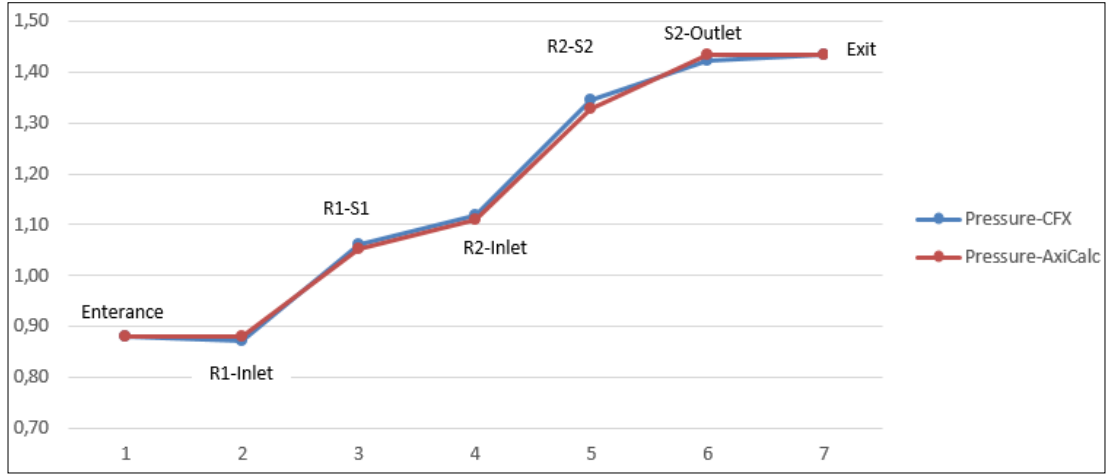
	1	2	3	4	5	6	7	
	Inlet	R1 Inlet	R1-S1	S1-R2	R2-S2	S2 Outlet	Outlet	
Temperature-CFX	276,9	276,2	293,1	297,7	314,9	322,3	323,3	K
Total Temperature-CFX	288	288	310,2	309,8	333,5	334,7	334,7	K
Pressure-CFX	0,88	0,87	1,06	1,12	1,34	1,42	1,44	bar
Total Pressure-CFX	1,01	1,01	1,28	1,28	1,62	1,62	1,62	bar
Density-CFX	1,11	1,10	1,25	1,30	1,47	1,54	1,55	kg/m ³
Ca -CFX	149	153	148	155	150	156	150	m/s
Massflow-CFX	19,91						19,98	kg/s
Compressor Isentropic Efficiency								0,90
Temperature-AxiCalc	276,81	276,81	293,65	299,80	316,02	322,97	322,97	K
Total Temperature-AxiCalc	288	288	311	311	334,16	334,16	334,16	K
Pressure-AxiCalc	0,88	0,88	1,05	1,11	1,33	1,43	1,43	bar
Total Pressure-AxiCalc	1,01	1,01	1,29	1,29	1,62	1,62	1,62	bar
Density-AxiCalc	1,11	1,11	1,25	1,32	1,47	1,55	1,55	kg/m ³
Ca-AxiCalc	150	150	150	150	150	150	150	m/s
Massflow-AxiCalc	20						20	kg/s
Compressor Isentropic Efficiency								0,90



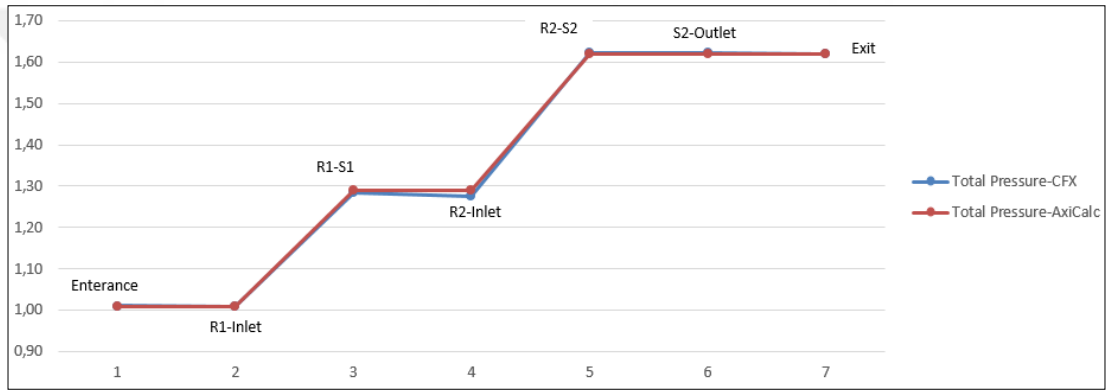
Şekil 4.31: HAD ve AxiCalc statik sıcaklık sonuçları, SST modeli.



Şekil 4.32: HAD ve AxiCalc toplam sıcaklık sonuçları, SST modeli.



Şekil 4.33: HAD ve AxiCalc statik basınç sonuçları, SST modeli.



Şekil 4.34: HAD ve AxiCalc toplam basınç sonuçları, SST modeli.



Şekil 4.35: HAD ve AxiCalc özgül kütle sonuçları, SST modeli.

SST türbülans modeli kullanılarak yapılan çalışmada da yakın sonuçlar alındığı görülmüştür. Yüzeylerdeki $y+ 2$ ile 76 arasında gözlemlenmiştir. AxiCalc programında hesaplanan toplam verim ile SST modeli ile yapılan analizde hesaplanan izantropik verim arasında bir fark bulunmamıştır ve herhangi bir stall bölgesi ile karşılaşılmamıştır. Toplam basınç oranı AxiCalc'da $1,62$ ve HAD analizi sonucu $1,62$ bulunmuştur ve aralarında bir fark olmadığı gözlemlenmiştir. SST modeli ile yapılan HAD analizinde akış ayrılmalarını daha güvenilir bir şekilde görmek için $y+$ değerinin SST modeline uygun seviyeye getirilmesi gerekecektir. Bu türbülans modeli türbo-makine akış problemlerinde gerçeğe daha yakın sonuç vermesi sebebiyle yaygın olarak kullanılmaktadır.

Çalışmanın devamında kompresörün tasarım şartları dışında (off design) çalışması durumu incelenebilir ve kanat profili şekil optimizasyonu yapılabilir, ayrıca süpersonik uçuşlar için şok kayıpları hesaplanarak daha yüksek basınç oranlarına sahip eksenel kompresör hesaplamaları yapılabilir. Ayrıca AxiCalc programı geliştirilerek hesaplanan eksenel kompresörün otomatik olarak NX programında modellemesi ve oluşturulan üç boyutlu modelin HAD analizi için hazırlanması sağlanabilir.

Sonuç olarak, AxiCalc ile HAD sonuçları karşılaştırıldığında bulguların çok yakın olması nedeniyle, başlangıç tasarımları için AxiCalc güçlü bir program olarak kullanılabilir. Bu sayede yüzlerce eksenel akışlı kompresör tasarımı kısa sürede hesaplanıp, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerine daha az gerek duyularak hem zamandan, hem de paradan tasarruf edilebilir.

KAYNAKLAR

Aungier R. H., (2003). “Axial Flow Compressors: a Strategy for Aerodynamic Design and Analysis”, 1st Edition, ASME Press.

Chen G.T., (1991), “Vortical Structures in Turbomachinery Tip Clearance Flows”, Doctoral Thesis, Massachusetts Institute of Technology.

Cumpsty N. A., (2004), “Compressor Aerodynamics”. 2nd Edition, Krieger Publishing Company.

Denton J. D., (2002), “The Effects of Lean and Sweep on Transonic Fan Performance: a Computational Study”, Task Quarterly, 6, (1), 5

Dixon S. L., Hall C. A., (2014), “Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery”, 7th Edition, Elsevier.

Ellbrant L., (2014), “Multi-Objective CFD-Based Design Method For Axial Compressors”, Doctoral Thesis, Chalmers University of Technology.

Falck N., (2008), “Axial Flow Compressor Mean Line Design”, Master Thesis, Lund University

Farmakalides C. D., McKenzie A. B., Elder R. L., (1994), “The Effect of Reaction on Axial Flow Compressor Performance”, ASME Journal, 94-GT-456, 3

Flack R. D., (2005), “Fundamentals of Jet Propulsion with Applications”, 1st Edition, Cambridge University Press.

Hearsey R.M., (1986), “Practical Compressor Aerodynamic Design”, 2nd Edition, Concepts ETI.

Hill P. G., Peterson C. R., (1992), “Mechanics and Thermodynamics of Propulsion”, 2nd Edition, Addison-Wesley.

Howell A. R., (1945a). “Design of Axial Compressors”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 153, (12), 441-452

Howell A. R., (1945b). “Fluid Dynamics of Axial Compressors”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 153, (12), 452-462

Johnson I.A., (1965), “Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors”, NASA SP 36, NASA Revised, Scientific and Technical Information Division, NASA Lewis Research Center, USA.

Lewis R. I., (1996), “Turbomachinery Performance Analysis”, 1st Edition, Elsevier Science & Technology Books.

Lieblein S., Schwenk F.C., Broderick R.L., (1953), “Diffusion Factor for Estimating Losses and Limiting Blade Loadings in Axial-Flow-Compressor Blade Elements”, NACA RM E53D01, NACA Research Memorandum, USA.

McKenzie A.B., (1988), “The Selection of Fan Blade Geometry for Optimum Efficiency”, in Proceedings of Institution of Mechanical Engineering, 202, (A1), 39

Mutto S., Cohen H., Rogers G., (1996), “Gas Turbine Theory”, 4th Edition, Longman Group.

Perrotti D., (2013), “Two Dimensional Design of Axial Compressor – An Enhanced Version of LUAX-C”, Master Thesis, Lund University.

Wadia R., Szucs P. N., Crall D. W., (1998), “Inner Workings of Aerodynamic Sweep”, ASME Journal Turbomach, 120, (4), 3

Yahya, S. M., (2011), “Turbines, Compressors and Fans.”, 4th Edition, Tata McGraw Hill Education Private Limited.

ÖZGEÇMİŞ

Yavuz Selim MEHEL 1987 yılında Ordu'da doğdu. 2005 yılında başladığı Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü 2010 yılında başarıyla tamamlayarak Yüksek Lisans eğitimine 2015 yılında Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda başladı. 2014 yılından beri TUSAŞ Motor Sanayi şirketinde jet motorları üzerine Isıl Sistemler Tasarım Mühendisi konumunda çalışmaktadır.

