

**T.C.
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ARDIŞIK (TANDEM) KANATLI RADYAL KOMPRESÖRÜN
OPTİMİZASYONU VE ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Mustafa Ertürk SÖYLEMEZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rasim BEHÇET

OCAK 2025

T.C
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARDIŞIK (TANDEM) KANATLI RADYAL KOMPRESÖRÜN
OPTİMİZASYONU VE ANALİZİ

DOKTORA TEZİ

Mustafa Ertürk SÖYLEMEZ
(36183618032)

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rasim BEHÇET
Eş Danışman: Doç. Dr. Zekeriya PARLAK

OCAK 2025

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının her aşamasında yardım, öneri, bilgi, tecrübe ve desteklerini esirgemedi beni her konuda yönlendiren danışman hocam Sayın Prof. Dr. Rasim BEHÇET'e ve ikinci danışman hocam Sayın Doç. Dr. Zekeriya PARLAK'a

Çalışmalarımnda ayrıca tüm hayatım boyunca olduğu gibi bu çalışmalarım süresince benden her türlü desteklerini benden esirgemeyen aileme,

teşekkür ederim.



ONUR SÖZÜ

Doktora veya yüksek lisans tezi olarak sunduğum “Ardışık (Tandem) Kanatlı Radyal Kompresörün Optimizasyonu Ve Analizi” başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığına ve yararlandığım bütün kaynakların hem metin içinde hem de kaynakçada yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Mustafa Ertürk SÖYLEMEZ



İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ	i
ONUR SÖZÜ	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
SEMBOLLER VE KISALTMALAR	ix
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Amaç ve Kapsam.....	1
1.2 Turbomakineler ve Kompresörler	2
1.2.1 Pozitif yer değiştirmeli kompresörler	4
1.2.2 Dinamik kompresörler.....	5
1.3 Kompresör Tiplerinin Karşılaştırılması.....	6
2. LİTERATÜR ÖZETİ.....	10
3. ARDIŞIK KANATLI RADYAL KOMPRESÖRLER.....	21
3.1 Radyal Kompresörler.....	21
3.1.1 Çark tipleri.....	28
3.2 Tasarım Noktası ve Tasarım Dışı Nokta	33
3.2.1 Dalgalanma.....	34
3.2.2 Boğulma	38
3.2.3 Performans haritası.....	38
3.3 Ardişik Kanatlı Radyal Kompresör	39
3.4 Kompresör Tasarımında Had Kullanımının Ortaya Çıkması	42
4. TASARIM YÖNTEMİ.....	43
4.1 Genel Bakış	43
4.2 Turbomakine Aerotermodinamiği	44
4.2.1 İdeal gaz.....	45
4.2.2 Sıkıştırılabilirlik etkisi	47
4.3 Aeroermal Denklemler	49
4.3.1 Süreklilik denklemi	49
4.3.2 Momentum denklemi.....	49
4.3.3 Enerji denklemi	52
4.4 Coriolis ve Radyal Kuvvetler	53
4.4.1 Bağlı girdap (Eddy)	54
4.4.2 Radyal kompresörde kayma hızı	55
4.5 Sınır Tabaka Gelişimi.....	58
4.6 İkincil Akışlar	59
4.7 Uç Boşluğu Akışları	61
4.8 Çarkta Jet-Wake Akışı.....	62
4.9 Giriş ve Çıkış Çark Hız Üçgenleri.....	64
4.10 Doğrulama Çarkının Fiziksel Özellikleri	67
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ	70
5.1 Vista Santrifüj Kompresör Tasarımı (Vista CCD)	71
5.2 Kanat Profili Oluşturma (BladeGen).....	72
5.3 Çözüm Ağı.....	74
5.3.1 TurboGrid	75

5.4 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFX)	80
5.4.1 Korunum denklemleri	81
5.4.2 Türbülans modeli	82
6. ÖNGÖRÜLEN MODEL PARAMETRELERİNİN TEORİK HESABI.....	87
6.1 Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri	87
6.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi.....	92
7. PARAMETRİK İLİŞKİLER VE OPTİMİZASYON	97
7.1 Deney Tasarımı (Design of Experiment DOE)	97
7.2 Cevap Yüzeylerinin Oluşturulması (Response Surface)	97
7.3 Hedefe Yönelik Optimizasyon (Goal-Driven Optimization)	98
7.4 Belirlenen Parametrik Geometri ve Parametrelerin Seçimi	99
7.4.1 Giriş parametreleri	100
7.4.2 Çıktı parametreleri	101
7.5 Parametre Alt ve Üst Sınırlar.....	103
7.6 Hedefler	103
7.7 Cevap Yüzeyinin Oluşturulması.....	103
8. ARAŞTIRMA BULGULARI	104
8.1 Aerodinamik Analiz Sonuçları	104
8.2 Performans Haritalarının Karşılaştırılması	110
8.3 Ardışık Kanatlı Radyal Kompresörün Aerodinamik Analiz Sonuçları	111
8.4 Optimizasyon Sonuçları	115
9. SONUÇ VE ÖNERİLER	126
9.1 Öneriler	128
KAYNAKLAR.....	129
ÖZGEÇMİŞ	136

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1: Kompresörlerin göreceli karşılaştırılması.....	8
Çizelge 3.1: Santrifüj Kompresörlerin Uygulaması.....	21
Çizelge 3.2: İleri eğimli, radyal ve geri eğimli kanatların özellikleri	27
Çizelge 4.1: Kompresör tasarım parametreleri	69
Çizelge 6.1: HAD sayısal metodolojisinin detayları ve sınır koşulları.	96
Çizelge 8.1: Kompresör performans sonuçları.....	105
Çizelge 8.2: Çark akış analizi sonuçları.	105
Çizelge 8.3: Kütlesel debi ve basınç oranlarının yüzde hataları.	110
Çizelge 8.4: Ardışık kanatlı radyal kompresör performans sonuçları.....	113
Çizelge 8.5: Girdi parametrelerinin alt ve üst sınırları.....	116
Çizelge 8.6: Cevap yüzeyi tasarım noktaları.	116
Çizelge 8.7: En iyi üç tasarım noktası.....	122
Çizelge 8.8: Debiye karşılık gelen analiz sonuçları.	124

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1: Bir turbo jet motorunun kısımları	2
Şekil 1.2: Kompresörlerin sınıflandırılması	4
Şekil 1.3: Pozitif deplasmanlı vidalı kompresör	5
Şekil 1.4: Eksenel ve Radyal (Santrifüj) kompresörler	6
Şekil 1.5: Kompresör tiplerinin verim karşılaştırılması	7
Şekil 1.6: Kompresör tiplerinin karakteristik eğrileri	8
Şekil 1.7: Ardışık kanatlı radyal kompresör modeli	9
Şekil 3.1: Radyal kompresör bileşenleri ve akışın şematik gösterimi	22
Şekil 3.2: Kompresör bileşenlerinin çizimi	23
Şekil 3.3: Dokuz kademeli kompresör	24
Şekil 3.4: Kompresörde Basınç ve Hızın Değişimi	25
Şekil 3.5: Geometri ve verimliliğin hıza göre değişimi	26
Şekil 3.6: Geriye doğru kavisli kanatlar, radyal kanatlar ve öne doğru kavisli kanatlar	26
Şekil 3.7: Üç kanat şekli için akışa bağlı düşü karakteristikleri	27
Şekil 3.8: Ara kanatlı yüksek akış katsayılı çark	28
Şekil 3.9: Açık çark şekilleri	29
Şekil 3.10: Uç boşluğu	29
Şekil 3.11: Açık ve kapalı çarklar	30
Şekil 3.12: Kapalı (taçlı) çarklar	31
Şekil 3.13: Yüksek, orta ve düşük akış katsayılı kapalı çarklar	31
Şekil 3.14: Dalgalanma yayılma mekanizması	35
Şekil 3.15: Dalgalanma döngüleri- hafif ve derin dalgalanma	35
Şekil 3.16: Akış ters dönme oluşumu	36
Şekil 3.17: Dalgalanma limit çizgisi, dalgalanma kontrol çizgisi ve dalgalanma kontrol bölgesi	37
Şekil 3.18: Kompresör performans haritası	39
Şekil 3.19: Tipik ardışık kanatlı çark yapısı	40
Şekil 3.20: Ardışık kanatlı çarkın meridyonel yol profili.	41
Şekil 3.21: Ardışık kanatlı çarkta X ve C gösterimi.	41
Şekil 4.1: Genelleştirilmiş sıkıştırılabilirlik faktörü ile indirgenmiş basınç ve sıcaklık ilişkisi	47
Şekil 4.2: a) Şok dalgasının arka kenarından başlayan kopma ve b) Sıkıştırılabilirlik etkileri	49
Şekil 4.3: Kompresör rotor akışındaki hız vektörleri	50
Şekil 4.4: Radyal kompresör için hız üçgenleri	52
Şekil 4.5: Akışkan elemanına etki eden kuvvetler: (solda) az miktarda geriye eğimli kanat; (sağda) daha yüksek geriye eğimli kanat	54
Şekil 4.6: Göreceli sistemde akış ve dönüş kombinasyonu	54
Şekil 4.7: Çark kanalındaki bağıl girdap	55
Şekil 4.8: Kayma hızını gösteren bir çarkın çıkış hız üçgeni, c_s	56
Şekil 4.9: Çark çıkışındaki bağıl girdap	57
Şekil 4.10: Sınır tabaka gelişimi	59
Şekil 4.11: Simülasyona dayalı olarak gövde üzerinde akış ayrımı olan ve olmayan bir çarktaki yüzey çizgileri	60
Şekil 4.12: Uç duvarda geçiş girdabının oluşumu	61
Şekil 4.13: Çark simülasyonunda uç boşluk girdaplarının yörüngeleri.	62

Şekil 4.14: Jet-wake akışının taslağı.	63
Şekil 4.15: 0, A ve B çarklarının meridyonel akış kanalı ve çarkların ölçülen çıkış meridyonel hız profilleri	64
Şekil 4.16: Radyal kompresör giriş ve çıkışında hız üçgenleri	65
Şekil 4.17: Çeşitli kanat şekilleri ve hız üçgenleri	67
Şekil 4.18: Örnek alınan test düzeneği.....	68
Şekil 4.19: Örnek alınan deney seti konfigürasyonu	68
Şekil 4.20: Kompresör çarkı	69
Şekil 5.1: Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin disiplinlerle olan ilişkisi.	70
Şekil 5.2: CFD analiz çerçevesi içindeki üç ana unsurun birbirine bağlanma işlevleri.....	71
Şekil 5.3: Vista CCD arayüzü.	72
Şekil 5.4: Meridyonel görünüm ve yardımcı görünüm.	73
Şekil 5.5: Açık dağılımı ve kalınlık dağılımı görünümü.	74
Şekil 5.6: TurboGrid arayüzü.....	75
Şekil 5.7: Topoloji ve rafine edilmiş ağ.	77
Şekil 5.8: Teta tanımlaması.....	78
Şekil 5.9: Düşük ve yüksek hızlı ardışık kanat şablonu.	78
Şekil 5.10: Özelleştirilmiş ardışık kanat şablonu.	79
Şekil 5.11: Tasarım metodolojisinin ana hatları.	81
Şekil 5.12: SST modeli.	84
Şekil 6.1: Çark üzerindeki yarıçaplar.....	87
Şekil 6.2: Giriş hız üçgeni.	88
Şekil 6.3: Çıkış hız üçgeni.	90
Şekil 6.4: Oluşturulan çözüm ağı.	94
Şekil 6.5: Ağ istatistikleri.....	94
Şekil 6.6: Ağ bağımsızlığının grafiksel gösterimi.....	95
Şekil 6.7: CFX Setup görseli.....	96
Şekil 7.1: Optimizasyon Diyagramı.....	98
Şekil 7.2: NSGA-II algoritması akış şeması.	99
Şekil 7.3: X ve C parametrelerinin gösterimi.....	101
Şekil 7.4: θ ve L parametrelerinin gösterimi.....	101
Şekil 8.1: Öngörülen geometrinin modeli.....	104
Şekil 8.2: Çözüm ağı yapısı.	106
Şekil 8.3: Hız konturu ve hız vektörleri.	107
Şekil 8.4: Bağlı Mach sayısı konturu.	108
Şekil 8.5: Toplam basınç konturu.	108
Şekil 8.6: Hız akış iplikçikleri.....	109
Şekil 8.7: Meridyonel basınç dağılımı.	110
Şekil 8.8: Analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	111
Şekil 8.9: Ardışık kanatlı radyal kompresör.	112
Şekil 8.10: Ardışık kanatlı çarkın çözüm ağı yapısı.	113
Şekil 8.11: %50 açıklıkta ardışık kanat için hız konturu ve hız vektörü.....	114
Şekil 8.12: %50 açıklıkta ardışık kanat için bağlı Mach sayısı konturu.	114
Şekil 8.13: Ardışık kanat için basınç dağılımı.	115
Şekil 8.14: X, C, L ve θ parametrelerinin sırasıyla verimlilik sonuç eğrileri.	118
Şekil 8.15: X, C, L ve θ parametrelerinin sırasıyla basınç sıkıştırma oranı sonuç eğrileri.....	120
Şekil 8.16: Çıktı parametreleri için yerel hassasiyet oranları	121
Şekil 8.17: θ , 105° için yerel hassasiyet oranları	122
Şekil 8.18: Çıktı parametreleri için genel hassasiyet oranları.....	123

Şekil 8.19: Optimum tasarım geometrisi.	124
Şekil 8.20: Analiz sonuçlarının karşılaştırılması.	125



SEMBOLLER VE KISALTMALAR

a	: Akustik hız
Af	: Akış alanı
AMB	: Aktif Manyetik Yataklar
C	: Pozisyonlama
CAD	: Bilgisayar Destekli Tasarım
CGCT	: Çevresel Oluklu Gövde İşlemi
Cp	: Sabit basınçta özgül ısı
Cv	: Sabit hacimde özgül ısı
D	: Çap
DES	: Ayrık Girdap Simülasyon
DOE	: Deney Tasarımı
E	: Enerji
EDM	: Elektrik Deşarjlı İşleme
EVG	: Geçişli Girdap Üreticisi
FEA	: Sonlu Elemanlar Analizi
GDO	: Hedefe Yönelik Optimizasyon
Gk	: Türbülans kinetik enerji üretimi
h	: Özgül entalpi
H	: Entalpi
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IGV	: Giriş Kılavuz Kanatları
L	: Dikey uzunluk
L	: Kanat genişliği
LES	: Büyük Girdap Simülasyonu
M	: Mach sayısı
MOGA	: Çok Amaçlı Genetik Algoritma
Mw	: Molekül ağırlığı
N	: Dönme hızı
NC	: Sayısal kontrol
NSGA	: Hakim Olmayan Sıralı Genetik Algoritma
P	: Basınç
Pc	: Kritik basınç
Pr	: İndirgenmiş basınç

Ps	: Statik basınç
Pt	: Toplam basınç
Q	: Isı salınımı
R	: Spesifik gaz sabiti
r	: Yarıçap
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier Stokes
Rm	: Evrensel gaz sabiti
RSM	: Reynolds Stres Modelleri
rθ	: Tegetsel yönde yarıçap
SCL	: Dalgalanma Kontrol Hattı
SLL	: Dalgalanma Dınır Çizgisi
SM	: Gövde kuvvetlerinin toplamı
SST	: Kayma Gerilimi Taşınımı
T	: Sıcaklık
Tc	: Kritik sıcaklık
Tr	: İndirgenmiş sıcaklık
Ts	: Statik sıcaklık
Tt	: Toplam sıcaklık
U	: Lineer rotor hızı
v	: Özgöl hacim
V	: Mutlak hız
Vk	: Kayma hızı
Vm	: Meridyonel hız
Vθ	: Tegetsel hız
W	: İş
X	: Eksenel mesafe
Z	: Sıkıştırılabilirlik faktörü
Z	: Kanat sayısı
γ	: Isıl kapasite oranı
η	: Verim
λ	: Döngü parametresi
λ_s	: Pozisyonlama fraksiyon parametresi
μ	: İş katsayısı
ρ	: Yoğunluk
τ	: Tork

ω	: Açısal hız
β	: Akışkan açısı
β_2	: Kanat çıkış açısı
β_b	: Kanat açısı
$\dot{V}$	: Hacimsel debi
$\dot{m}$	: Kütleli debi
σ	: Alternatif kayma faktörü
i	: Geliş açısı
Re	: Reynolds sayısı
μ_t	: Türbülans viskozitesi
p'	: Değiştirilmiş basınç



ÖZET

Doktora Tezi

ARDIŞIK (TANDEM) KANATLI RADYAL KOMPRESÖRÜN OPTİMİZASYONU VE ANALİZİ

Mustafa Ertürk SÖYLEMEZ

İnönü Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

136+XIII sayfa

2025

Danışman: Prof. Dr. Rasim BEHÇET

Santrifüj kompresörler küçük gaz türbinlerinin kullanıldığı havacılıkla ilgili uygulamalarda, turbosarjlarda, gaz ve petrol endüstrilerinde oldukça sık kullanılmaktadırlar. Günümüzde de çok popüler olan insansız hava araçlarında oldukça yaygın olarak kullanılan bu sistemler, yüksek basınç sıkıştırma oranı ve kolay imal edilebilmesi sebebiyle tercih edilmekte ancak düşük verimleri ve kötü çalışma aralığı sebebiyle geliştirilmeye açık bir alan olarak görülmektedir.

Santrifüj kompresörlerin performanslarının iyileştirilmesi amacıyla her ne kadar ortaya birçok fikir konulmuş ve çalışmalar gerçekleştirilmiş ise de akışkan kontrolünü ekstra bir hava yapılandırmasına ihtiyaç duymayan, ardışık kanatlı radyal kompresörler en çok ilgi göreni olmuştur. Bu çalışmada, radyal kompresörün basınç oranını artırmaya yönelik geometri optimizasyonu ve farklı tasarımların hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerin sayısal doğruluğundan emin olmak için literatürde deneysel sonuçları mevcut olan bir radyal kompresör baz alınmış ve kompresörün tasarımı gerçekleştirilip sayısal analiz sonuçları elde edilmiştir. Elde edilen sayısal analiz sonuçları ile literatürdeki deneysel sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir. Sayısal analiz sonuçları dikkate alınarak radyal kompresöre ait geometrik veriler parametrik hale getirilerek giriş verileri ile çıkış verileri arasındaki ilişkiler tespit edilmiş ve yorumlanmıştır. Bu bilgiler ve yorumlar ışığında matematiksel algoritmalar kullanılarak optimum ardışık kanatlı radyal kompresöre ait geometriler elde edilmiş ve optimum tasarımın sayısal analizleri gerçekleştirilmiştir.

Optimum ardışık kanatlı radyal kompresör ile ardışık kanatlı radyal kompresör ve geleneksel kanatlı radyal kompresör arasındaki ilişki incelenerek yorumlanmıştır. Elde edilen sonuçlar ve geometrik analizler doğrultusunda, optimum ardışık kanatlı tasarımın geleneksel kanatlı tasarıma kıyasla ortalama %5.71 oranında daha yüksek performans sergilediği, ayrıca standart ardışık kanatlı tasarıma göre ise %0.3 oranında daha üstün performans gösterdiği belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Turbomakine, Radyal Kompresör, Hesaplamalı akışkanlar Dinamiği, Modelleme, Optimizasyon,

ABSTRACT

Phd. Thesis

OPTIMIZATION AND ANALYSIS OF TANDEM BLADE RADIAL COMPRESSOR

Mustafa Ertürk SÖYLEMEZ

Inonu University
Graduate School of Nature and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

136+XIII sayfa

2025

Supervisor: Prof. Dr. Rasim BEHÇET

Centrifugal compressors are frequently used in aviation applications where small gas turbines are used, in turbochargers, and in the gas and oil industries. These systems, which are widely used in unmanned aerial vehicles, which are very popular today, are preferred due to their high pressure compression ratio and easy manufacturing, but are seen as an area open to development due to their low efficiency and poor operating range.

Although many ideas have been put forward and studies have been carried out to improve the performance of centrifugal compressors, the tandem blade radial compressors, which do not require an additional air configuration for fluid control, have been the most popular. In this study, geometry optimization to increase the pressure ratio of the radial compressor and computational fluid dynamics (CFD) analyses of different designs were performed. In order to ensure the numerical accuracy of the analyses, a radial compressor with experimental results in the literature was taken as a basis and the compressor design was carried out and numerical analysis results were obtained. Seeing that the numerical analysis results obtained were compatible with the experimental results in the literature, the tandem blade radial compressor design was started. Considering the numerical analysis results, the geometric data of the radial compressor were parametricized and the relationships between the input data and output data were determined and interpreted. In the light of this information and interpretations, the geometries of the optimum tandem blade radial compressor were obtained using mathematical algorithms and the numerical analyses of the optimum design were performed.

The relationship between optimum tandem blade radial compressor, tandem blade radial compressor and conventional blade radial compressor is investigated and interpreted. Based on the obtained results and geometric analysis, it has been determined that the optimum tandem-blade design exhibited an average of %5.71 higher performance compared to the conventional blade design and %0.3 superior performance compared to the standart tandem-blade design.

Keywords: Turbomachine, Centrifugal Compressor, Computational Fluid Dynamics, Modelling, Optimization

1. GİRİŞ

1.1 Amaç ve Kapsam

Santrifüj kompresör olarak da isimlendirilen radyal kompresörler, başta enerji sektörü olmak üzere ısıtma-havalandırma, endüstriyel soğutma, petrokimya vb. gibi birçok mühendislik uygulamalarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadırlar. Ancak, bu kompresörlerin performansları kararlı çalışma aralığını etkileyen akış kararsızlığı ile sınırlıdır. Her ne kadar belirtilen kompresör performanslarının iyileştirmesi için ortaya birçok fikir konulmuş ise de ekstra bir hava yapılandırmasına ihtiyaç duymayan ardışık kanatlı radyal kompresörler en çok ilgi göreni olmuştur. Hareketli parçaları az olan bu kompresörler dayanıklı ve uzun ömürlü olup özellikle yüksek debi ve yüksek basınç uygulamalarında verimlidirler. Üretim kolaylığı, yüksek basınç oranı, az titreşim, düşük gürültü ve sürekli gaz akışı sağlamaları sebebiyle bu kompresörlerin önemi her geçen gün artmaktadır. Havacılık uygulamalarındaki küçük gaz türbinlerinde yaygın olarak kullanılan bu kompresörlerde yer alan tandem çarkı sayesinde sistemin performansı artırılabilir. Birden fazla kanat yapısının çark üzerinde çalıştığı tandem yapı ile gaz akışkan belirli bir basınç seviyesine çıkarılarak yüksek verim sağlanmaktadır.

Bu çalışmada, tandem kompresör olarak da adlandırılan ardışık kanatlı radyal kompresörün CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yöntemi ile geliştirilmesi hedeflenmiştir. Bu hedef doğrultusunda literatürde deneysel sonuçları mevcut olan bir çalışmanın verileri baz alınarak bir model oluşturulmuştur. Oluşturulan bu modelin sayısal sonuçlarıyla literatürde mevcut olan çalışmanın deneysel sonuçlarının uyumlu olduğu görüldükten sonra ardışık kanatlı radyal kompresörün CFD modeli oluşturulmuştur. Bu model parametrik hale getirilerek optimum tasarımlar geliştirilmiş ve elde edilen optimum tasarımla farklı kütleli debilerde sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Böylece, sayısal olarak elde edilen sonuçların geleneksel kanatlı radyal kompresörün sonuçlarıyla karşılaştırılması yapılarak yorumlanmıştır.

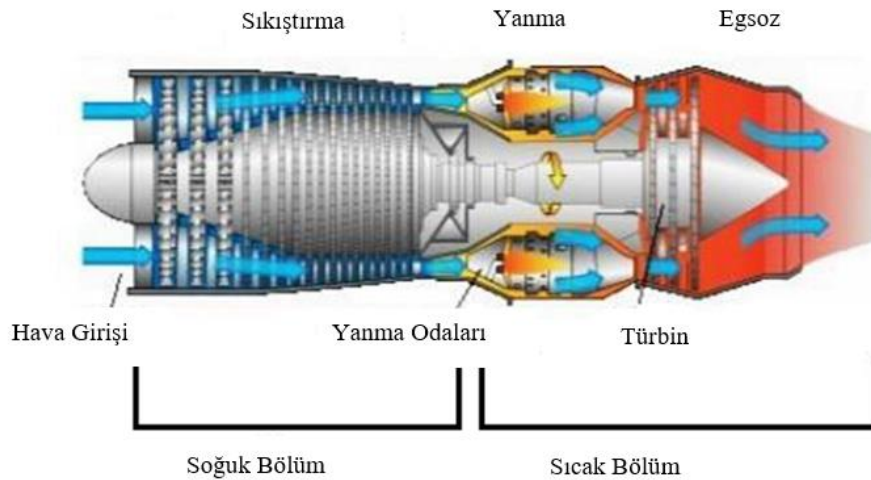
Tezin birinci bölümünde kompresörler kısaca tanıtılmış, ikinci bölümde mevcut literatür ve sayısal analiz için referans olan kompresör tanıtılmıştır. Üçüncü bölümde ardışık kanatlı radyal kompresör ele alınmıştır. Dördüncü bölümde tasarım yöntemi ele alınmıştır.

Yöntemler incelendikten sonra beşinci bölümde HAD yöntemleri tanıtılmış ve altıncı bölümde karakteristik parametrelerin teorik hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Yedinci bölümde ardışık kanatlı radyal kompresörün optimizasyon çalışmaları ortaya konmuştur. Sekizinci bölümde çalışmanın sonuçlarından bahsedilmiş ve son bölümde çalışma konusu ile ilgili yapılabilecek geliştirmeler önerilmiştir.

1.2 Turbomakineler ve Kompresörler

Turbomakine, bir akışkan ile dönen bir eleman arasında dinamik etki sonucu enerji aktarımının gerçekleştiği ve bu süreçte akışkanın basıncı ile momentumunda değişime yol açan bir cihazdır. Mekanik enerji aktarımı, turbomakine içerisinde veya dışında, genellikle sabit bir akış sürecinde meydana gelir. Turbomakineler; türbinler gibi güç üreten makinelerin yanı sıra, santrifüj pompalar ve kompresörler gibi yük veya basınç üreten türleri de kapsamaktadır. Bu makineler, sürekli hareket eden bir sıvı akışından enerji alır veya bu akışa enerji verirler. Turbomakine grubu, gaz türbinleri, buhar türbinleri, santrifüj pompalar, santrifüjlü ve eksenel akışlı kompresörler, yel değirmenleri, su çarkları ve hidrolik türbinler gibi çok çeşitli makineleri içermektedir [1].

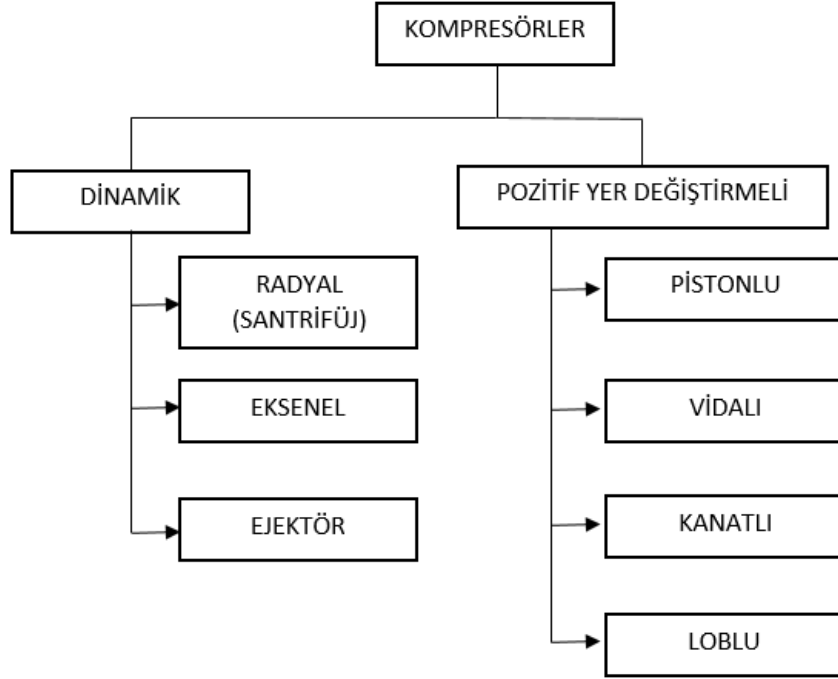
Turbojet, genellikle uçaklarda kullanılan ve hava soluyan bir jet motordur. Bu motor, itici nozullu bir gaz türbininden oluşmaktadır. Gaz türbini, bir hava girişi, bir kompresör, bir yanma odası ve kompresörü çalıştıran bir türbinden meydana gelir. Bir turbojet motorunun iki boyutlu görseli Şekil 1.1’de verilmiştir. Kompresörden gelen basınçlı hava, yanma odasında yakıtla karıştırılarak ısıtılır. Isıtılan bu karışım, türbin boyunca genişlemesine izin verilerek enerji üretir [2].



Şekil 1.1: Bir turbo jet motorunun kısımları[3].

Hava soluyan jet motorlarının tümü, yakıt yakarak havayı doğrudan ısıtan içten yanmalı motorlardır. Bu motorlarda, ortaya çıkan sıcak gazlar itici bir nozül aracılığıyla itiş kuvveti üretir [3,4]. Temel çalışma prensipleri, çeşitli termodinamik süreçlerin ardışık olarak gerçekleştiği Brayton Çevrimi'ne dayanır. Bu çevrimde, ortam havası bir kompresöre çekilerek sıkıştırılır ve bu işlem ideal koşullarda izentropik olarak gerçekleşir. Sıkıştırılan hava, izobarik bir işlemle yakıtın eklendiği bir karıştırma odasından geçer. Yakıt-hava karışımı bir genleşme silindirinde ateşlenir ve enerji açığa çıkar. Bu süreç, ısıtılmış havanın ve yanma ürünlerinin türbin boyunca genleşmesine neden olur; ideal şartlarda bu da izentropik bir süreçtir. Türbin tarafından üretilen işin bir kısmı kompresörü çalıştırmak için kullanılırken geri kalanı uçağı itmek için kullanılır [5,6].

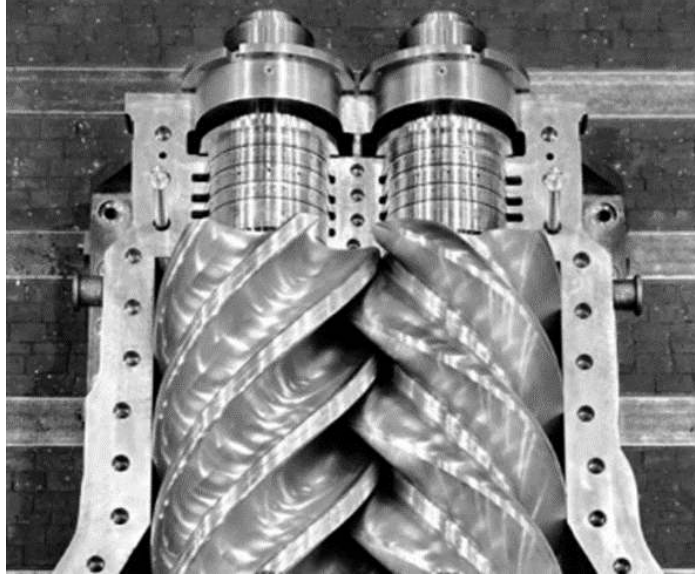
Kompresörler, enerjiyi akışkan ortama verimli bir şekilde aktararak çıkış basıncının giriş basıncına göre yüksek olmasını sağlayan mekanik cihazlardır [7]. Başka bir ifade ile sıkıştırılabilir bir akışkanın basıncını artırmak amacıyla kullanılan cihazlardır. Kompresörler, modern endüstriyel proseslerde gazların basınçlandırılması ve taşınması için temel makineler olup, petrol ve gaz, madencilik, nükleer, havacılık ve hidroelektrik gibi kilit enerji sektörleri için hayati öneme sahiptir. Aynı zamanda, evler ve ticari binalardaki ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinin merkezi bileşenleridir [8]. Kompresörler; 34.47kPa'dan (5.0 psig) daha az basınç geliştiren veya girişten çıkışa kadar %7 yoğunluk artışı sağlayan cihazlardan ayrılır ve bu tür cihazlar fan veya üfleyici olarak adlandırılır. Bu seviyenin üzerindeki cihazlara ise kompresör denir. Pompalar ile kompresörler benzer işlevlere sahiptir ancak aralarındaki temel fark, pompaların sıkıştırılamaz akışkanlarla, kompresörlerin ise sıkıştırılabilir akışkanlarla çalışmasıdır [9]. Genel olarak kompresörler kendi arasında pozitif yer değiştirmeli kompresörler ve dinamik kompresörler kompresörler olmak üzere iki ana sınıfa ayrılırlar. Bunlarında detaylı sınıflandırılması Şekil 1.2'de verilmiştir.



Şekil 1.2: Kompresörlerin sınıflandırılması.

1.2.1 Pozitif yer değıştirmeli kompresörler

Hacimsel kompresörler olarakda isimlendirilen pozitif yer değıştirmeli kompresörler; gazı belirli bir hacme sıkıştırarak basınç oluşturup sıkıştırma işlemini gerçekleştiren bu kompresörler kendi arasında dört kısma ayrılırlar. Düşük debi ve yüksek basınçlı uygulamalar için daha uygun olan pistonlu kompresörler, bir piston yardımıyla gazı silindir içinde sıkıştırma prensibine göre çalışırlar. Dişli Kompresörler, iki döner dişlinin gazı sıkıştırmasıyla çalışırlar. Vidalı Kompresörler de sanayide yaygın olarak kullanılan vida şeklindeki iki rotor yardımıyla gazı sıkıştıran yüksek debili sistemlerdir. Paletli Kompresörler ise döner paletler yardımıyla gazın sıkıştırıldığı yapılardır. Pozitif yer değıştirmeli kompresörler, belirli bir hızda sabit debi ve değışken basınç oranı sağlamaları ile karakterize edilmektedirler [9].



Şekil 1.3: Pozitif deplasmanlı vidalı kompresör [10].

1.2.2 Dinamik kompresörler

Dinamik kompresörler, pozitif deplasmanlı kompresörlerden farklı olarak, akışkanı hızlandırarak ve sıkıştırarak basınçlandırma işlemini gerçekleştirmektedirler. Dönen çark üzerindeki kanatlar yardımıyla hızlandırılan akışkan, bir difüzör içinde yavaşlatılarak mekanik enerji, potansiyel enerjiye ve basınca dönüştürülmektedir [11]. Dinamik kompresörlerin sıkıştırma karakteristiği, kompresörün türüne ve sıkıştırılan gazın özelliklerine bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Akış süreklidir; pozitif deplasmanlı kompresörde olduğu gibi valf bulunmadığı gibi gazın hapsedilmesi de söz konusu değildir. Sıkıştırma işlemi, mekanizma ile gaz arasındaki dinamik etkileşime dayanmaktadır [9].

Dinamik kompresörler şunları içerir:

- Ejektör
- Radyal (Santrifüj) kompresör
- Eksenel kompresör

Ejektör

Ejektörler, genellikle vakum işlemlerinde kullanılan yüksek basınçlı jet akışıyla gazları sıkıştıran oldukça basit cihazlardır.

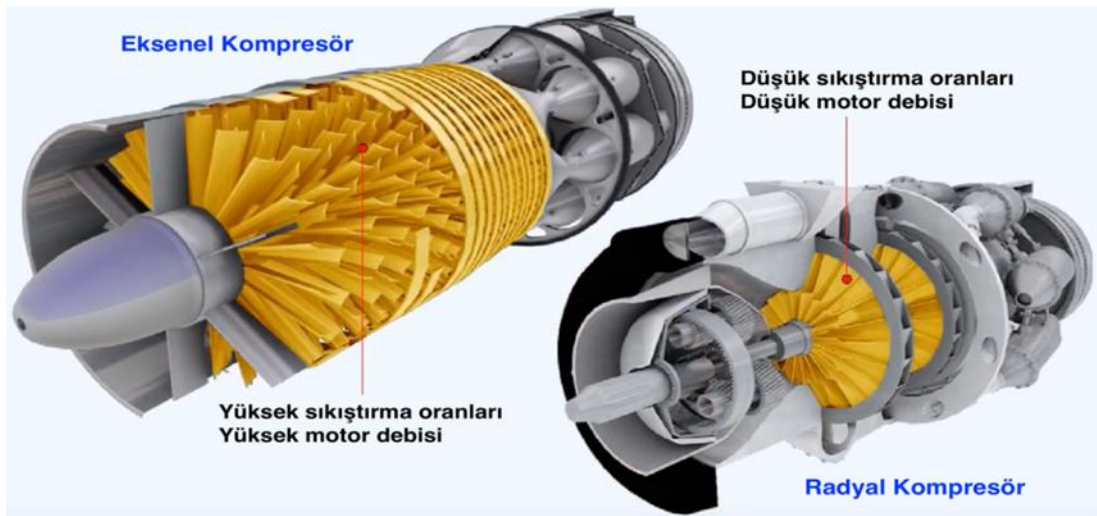
Radyal (Santrifüj) kompresör

Radyal kompresörler üzerinde kanatlar olan bir çark aracılığıyla gaza etki ederler. Gazın dönme hareketi, merkezkaç kuvvetlerinden dolayı dışarı doğru bir hıza neden olur. Bu dışarı doğru hızın teğetsel bileşeni daha sonra bir difüzör aracılığıyla basınca dönüştürülür.

Eksenel kompresörler

Eksenel kompresörler kademeli kanat profilleri aracılığıyla akışkana momentum kazandırır. Kanat profili şeklinin kaldırma ve sürüklenme katsayıları kompresör özelliklerini belirler [9].

Şekil 1.4’de sırasıyla eksenel ve radyal (santrifüj) kompresörlerin biçimsel şekilleri gösterilmiştir.



Şekil 1.4: Eksenel ve Radyal (Santrifüj) kompresörler [12].

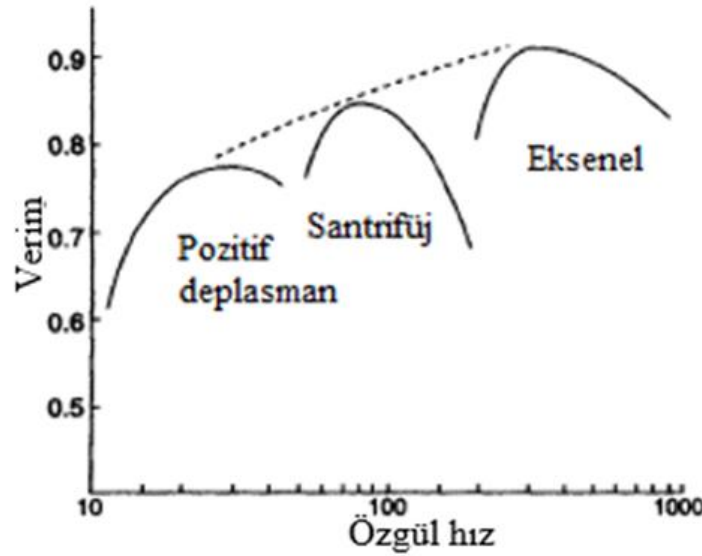
1.3 Kompresör Tiplerinin Karşılaştırılması

Hem santrifüj hem de eksenel kompresörlerin çalışma prensiplerini anlamak ve doğru bir şekilde işletmek, özel bir eğitim gerektirmektedir. Bu kompresörlerin aerodinamik olarak dengesiz çalışma bölgelerinden, örneğin dalgalanma (surge) ve durma (stall) noktalarından kaçınılması büyük önem taşımaktadır.

Basınç oranları açısından incelendiğinde, pozitif deplasmanlı kompresörler ve ejektörler oldukça yüksek basınç oranlarına ulaşabilmektedirler. Radyal kompresörler ise eksenel kompresörlere kıyasla her kademe başına daha yüksek basınç oranı elde etmektedirler; bu nedenle eksenel kompresörlerin benzer basınç oranlarına ulaşmak için daha fazla kademeye ihtiyaç duyduğu görülmektedir.

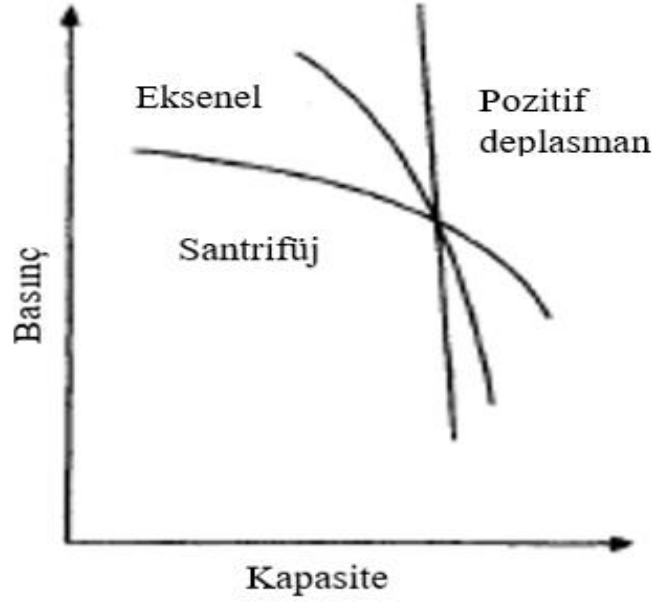
Eksenel kompresörler en yüksek kapasiteye sahip kompresörlerdir. Tasarımları sebebiyle oldukça yüksek miktarda gazı işleyebilen kompakt, hafif kompresörlerdir. Bu özelliklerinden dolayı uçaklarda kullanımı oldukça popülerdir.

Pozitif deplasmanlı kompresörler küçük kapasiteler için en yüksek verime sahip iken radyal kompresörlerde tam tersi durum geçerlidir. Eksenel kompresörler ise en yüksek verime sahip kompresörler olup hem aerodinamik kayıpların hem de mekanik kayıpların düşük olması sebebiyle Şekil 1.5’de görüleceği gibi verimleri genel olarak %90’nın üzerindedir.



Şekil 1.5: Kompresör tiplerinin verim karşılaştırılması [9].

Kompresör tiplerine ait karakteristik eğriler Şekil 1.6’da verilmiştir. Radyal kompresörler, sabit bir basınç oranına karşılık değişken hacim sergilerken, pozitif deplasmanlı kompresörler değişken bir basınç oranı ile sabit hacimli makinelere daha yakın bir özellik göstermektedirler. Eksenel kompresörler ise bu iki tür arasında bir özellik taşımaktadırlar. Her kompresör türünün kendine özgü avantaj ve dezavantajları bulunmakta olup, Çizelge 1.1’de bu kompresörlerin göreceli karşılaştırılması detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 1.6: Kompresör tiplerinin karakteristik eğrileri [9].

Çizelge 1.1: Kompresörlerin göreceli karşılaştırılması [9].

Tip	Avantajları	Dezavantajları
Santrifüj	Yüksek güvenilirlik Geniş çalışma aralığı Düşük bakım	Orta verimlilik Düşük akışta kararsız
Eksenel	Yüksek hız yeteneği Yüksek verim Verilen boyut için daha yüksek akış	Kırılgan ve pahalı kanatlar Aşama başına düşük basınç oranı Dar akış aralığı
Pozitif deplasman	Gaz özelliklerinden etkilenmeyen basınç sıkıştırma kapasitesi Düşük hızda iyi verimlilik	Sınırlı kapasite Yüksek ağırlık/kapasite oranı
Ejektör	Basit tasarım Ucuz Hareketli parça yok Yüksek basınç oranı	Düşük verimlilik Yüksek basınç kaynağı gerektirir

Hangi kompresör tipinin seçileceğine karar vermek için kompresör aerodinamiğin derinlemesine anlaşılması gerekmektedir.

Radyal kompresörlerin performanslarını artırmak için farklı görüşler olmakla birlikte en çok tercih edilen yenilikçi fikirlerden birincisi göbek/taç üzerindeki girdap jeneratörleri veya kanat emme yüzeyinde türbülans/akustik/plazma jeneratörleri olup ikincisi kanat emme

yüzeyinde veya göbek/taç üzerinde sınır tabakası emme veya üfleme ve üçüncüsü ise ardışık kanat veya yarık yöntemleridir.

Ardışık kanat terimi hem aksel hem de çevresel yönlerde belirli mesafelerle birbirine yakın dizilmiş ve Şekil 1.7’de görüleceği gibi giriş kanadı ile çıkış kanadı arasındaki ardışık kanatları ifade etmektedir.



Şekil 1.7: Ardışık kanatlı radyal kompresör modeli [13].

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Tandem kompresörler, enerji verimliliği, yüksek basınç kapasitesi ve güvenilir çalışma gibi avantajlar sunmaları nedeniyle literatürde önemli bir yere sahiptirler. Soğutma, iklimlendirme sistemleri ve endüstriyel uygulamalar gibi alanlarda geniş kullanım alanı bulan bu kompresörler, yük paylaşımı ve kademeli sıkıştırma prensipleri sayesinde performans ve dayanıklılık açısından öne çıkmaktadır. Literatürde konu ile ilgili birçok çalışmaya rastlamak mümkündür. Hirano ve arkadaşları, mikro gaz türbinleri için oldukça önemli bir bileşen olan mikro santrifüj kompresörlerin tasarım yöntemini araştırmak amacıyla 20 mm çapa sahip bir çark tasarlayıp üretmiş ve testlerini gerçekleştirmişlerdir. Tasarlanan çarkın dönme hızı 500.000 d/d olarak belirlenmiş, ancak çalışma testlerinde 250.000 d/d hızında kullanılmıştır. Çalışmalarında, kanatlı ve kanatsız difüzörlerin performans sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Test sonuçlarına göre, maksimum basınç oranında kanatlı difüzörün yüksek akış debisine ulaştığı tespit edilmiştir. Ayrıca, yüksek akış hızında, daha büyük difüzör sapma açısına sahip olan difüzör için maksimum basınç oranının daha yüksek olduğu belirtilmiştir [14]. Yüksek enerji yoğunluklarından dolayı mikro gaz türbinleri ile ilgili araştırma yapan Van den Braembussche, ısı geçişinin mikro gaz türbinlerinde büyük bir problem olduğunu vurgulayarak normal gaz türbinleri için yapılan kabullerin küçük boyutlu gaz türbinleri için geçerli olmadığını belirtmiştir. Ayrıca, mikro gaz türbini boyutlarının küçülmesi bir problem olduğu ve boyutların küçülmesi ile kompresör ve türbin verimliliğinin azaldığı ifade edilmiştir [15]. Bir aygıt, nesne veya sistemin teknolojik çalışma prensiplerini keşfetme süreci olarak tanımlanan tersine mühendislik metodu kullanılarak İçke ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, toplam tasarım süresinin azaltılması amacıyla mikro turbojet motoru incelenmiştir [16]. Aytaç ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği araçları kullanılarak geliştirilen metodoloji ile bir minijet radyal kompresörü tasarlanıp üretimi gerçekleştirmiş ve yerli bir motorla test edilmiştir. Test sonuçlarında elde edilen eğrilerin genel eğilimler ile benzer olduğu belirtilmiştir [17]. Jiang ve diğ., santrifüjlü kompresörler için enerji transferinin dikkate alındığı bir analitik model geliştirmişlerdir. Modelde, sürtünme kaybı, sarmal kayıp ve boşluk kaybı gibi kayıplar incelenmiş ve elde edilen simülasyon sonucundan çıkış basıncı, verimlilik ve kayıplar gibi performans eğrilerinin

tahmin edilebileceğini belirtmişlerdir [18]. Schiffmann ve diğ., uygun ve hızlı bir modelleme aracını çok amaçlı bir optimize ediciye bağlayarak, verim ve çalışma aralığı zorluğuyla başa çıkmanın olası bir yolunu göstermişlerdir. Kompresör durum modellemesi için kullanılan bir boyutlu aracını, bir çark tasarımının deneysel olarak test edilmesiyle doğrulamışlardır [19]. Ceylanoglu tarafından yapılan çalışmada ise, küçük bir turbojet motoruna ait santrifüj kompresörün basınç oranını artırmaya yönelik geometri optimizasyonu ve sayısal analiz yöntemleri ele alınmıştır. Çalışmada, turbojet motorunun maksimum açısal hızda çalıştırılmasıyla ortaya çıkan basınç oranının maksimize edilmesi ve buna bağlı olarak itki gücünün artırılması amaçlanmıştır. Geometri optimizasyonu, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) destekli bir yöntemle gerçekleştirilmiş; bu kapsamda tasarımlar önce üç boyutlu olarak modellenmiş ve ardından HAD analizleri yapılmıştır. Çalışmada, kompresör basınç katsayıları ve akış karakteristikleri detaylı şekilde incelenmiştir [20]. Mojaddam ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, eliptik eğrilerin kullanımının etkisi incelenmiş ve dairesel eğrilerle karşılaştırılmıştır. Bu araştırma için deneysel olarak doğrulanmış bir sayısal kod kullanılmış ve sonuçları formüle etmek için iki farklı kompresör üzerinde çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlar, eliptik eğrilerin, yaygın olarak kullanılan dairesel eğrilere kıyasla göbek profilleri için daha iyi bir başlangıç seçeneği olabileceğini belirtilmişlerdir [21]. Moussavi ve arkadaşları, bir turbo kompresör çarkında iyileştirmeler yapmak amacıyla ara kanat tasarımlarını değiştirmişlerdir. Bu kapsamda, ara kanat profilleri bezier kontrol noktaları kullanılarak yeniden tanımlanmış ve göbek, orta açıklık ve taç kısımlarında optimizasyon uygulanarak yeni bir konfigürasyon geliştirilmiştir. Optimum çark üretilmiş ve 75.000 d/d'da test edilmiştir. Test sonuçlarında, çark veriminde %2,3 oranında bir artış gözlemlenmiştir [22]. Swain ve arkadaşları ise, çark geometrisini akış veya eksenel düzeltme ile tasarlanmanın performans üzerindeki etkilerini ve sınırlarını incelemek için farklı geometrilere, hızlara ve performans özelliklerine sahip dört çarkı sayısal olarak modellemek amacıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiğini (HAD) kullanmışlardır. Araştırma sonuçlarına göre, akış düzeltmenin, çarkın basınç oranını ve verimliliğini korurken akış katsayısını %20 ila %50 arasında azaltabildiği belirlenmiştir. Ayrıca, kanatları eksenel olarak kırparak bir radyal çarkın çıkış kanadı yüksekliğini azaltmanın, akış aralığını korurken bir kompresörün basınç oranını düşürmek için etkili bir yöntem olarak kullanılabileceği ifade edilmiştir [23]. Mostefa ve arkadaşları ise, santrifüj turbomakinelerin tasarımı ve performans analizinde kullanılmak üzere genel bir analiz ve optimizasyon yaklaşımı geliştirmişlerdir. Bu yaklaşım, 1 boyutlu bir yöntemden başlayarak iç akışın 3 boyutlu çalışmasına kadar farklı analiz yöntemlerini kapsamaktadır. Çalışmalarında, santrifüjlü kompresör çark kanatlarının

aerodinamik performansını kontrol edebilmek için çark boyutlarının değiştirilmesi ve değişen eksenel uzunluğa odaklanması gerektiğini belirtmişlerdir [24]. Shaaban, radyal kanatsız difüzörün tasarımını optimize ederek radyal kompresör performansını iyileştirmeyi amaçlamıştır. Çalışmasında iki farklı kanatsız difüzör geometrisi önermiş, incelemiş ve bu geometrileri sayısal olarak optimize etmiştir. Optimizasyondaki temel hedefleri, basınç katsayısını artırmak ve difüzör kayıp katsayısını minimize etmek olmuştur. Bu hedeflere ulaşarak difüzör kayıp katsayısını %10'a kadar azaltmış ve basınç katsayısını %3,8 oranında artırmıştır. Simülasyonları, Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemlerinin 2 boyutlu eksenel simetrik koşulları altında çözerek gerçekleştirmiştir [25]. Kim ve arkadaşları, iki farklı santrifüj kompresör (A ve B tipi kanatlar) kullanarak uç açıklığını ve çark deformasyonunun performans üzerindeki etkilerini tahmin etmek amacıyla aero-termomekanik analizler gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında, maksimum yer değiştirmenin çark kanadının ön kenar ucunda, maksimum gerilimin ise kanat kökünde meydana geldiğini ifade etmişlerdir. Ayrıca, uç açıklığının azalmasıyla birlikte uç sızıntı akışının A tipi kanatlarda %19,4, B tipi kanatlarda ise %16,2 oranında azaldığını belirtmişlerdir [26]. Xu ve arkadaşları, bir ara kanadın iki ana kanat arasındaki konumunun etkilerini incelemek amacıyla kanatsız difüzörlü, düşük akışlı, tek kademeli bir santrifüj kompresör üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Ara kanat konumlarını sayısal olarak optimize etmişler ve bu konumların kompresör kademesi performansı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermişlerdir. Araştırma sonuçları, geleneksel olarak iki ana kanadın ortasına yerleştirilen ara kanadın, aerodinamik performans açısından en uygun konum olmadığını ortaya koymuştur [27]. Sun ve diğ., ANSYS Workbench sonlu eleman analiz yazılımını kullanarak, boru hattı santrifüj kompresör çarkının akışkan katı birleşiminin sayısal simülasyonunu yapılandırılmamış ağ yapısı, sonlu hacim yöntemi ve sonlu elemanlar yöntemiyle incelemişlerdir. Çarkın merkezkaç yükünün neden olduğu eşdeğer gerilim dağılımını, merkezkaç ve aerodinamik yüklerinin birleştirme etkisini kullanarak sayısal olarak analiz etmişlerdir [28]. Ahmad ve diğ., pah ve eğimli köşeleri kaplama işleminin performans üzerindeki etkisini sayısal simülasyonla araştırmışlardır. NASA Rotor 37 üzerindeki farklı oluk modellerinin performansını, sonlu hacim yöntemine dayalı 3D RANS denklemleriyle incelemişlerdir. Ayrıca, eksenel akışlı kompresörde oluk şeklinin stabilite ve performans üzerindeki etkisini değerlendirmek amacıyla düz duvarlı gövde, dikdörtgen oluklar, pahlı ve eğimli köşeli dikdörtgen oluk modellerinin en yüksek adyabatik verimliliklerini ve durma marjlarını karşılaştırmışlardır. Dikdörtgen çevresel muhafaza olukların ve pahlı ve eğimli köşeli dikdörtgen oluklar, transonik eksenel akışlı kompresörün durma marjını ve çalışma

aralığını önemli ölçüde arttırdığını ancak adyabatik verimliliği biraz azalttığını belirtmişlerdir [29]. Liang ve diğ., endüstriyel santrifüj kompresör bileşenlerinin ana tasarım optimizasyon yöntemlerini ve tasarım deneyimlerini ele almışlardır. Santrifüj kompresör için kompresör performansından ödün vermeden, ayrıntılı tasarım hususlarını ve tasarım süreçlerini incelemişlerdir ve yeni tasarımın, tasarım döngü süresini azaltabileceğini belirtmişlerdir. Ayrıca santrifüj kompresörün bazı tasarım hususlarını ve deneyimlerini araştırmacılara sunmuşlar ve çark, difüzör ile salyangoz hakkında bilgiler paylaşmışlardır [30]. Ahmad ve diğ., farklı uç açıklık aralıklarına sahip dikdörtgen, eğimli ve pah tipi dikdörtgen olukların kaplama işleminin kompresör performansına etkisini sayısal simülasyon kullanarak araştırmışlardır. Birkaç adet gövde oluk modeli, çeşitli uç açıklık aralıklarıyla tasarlanmış ve sayısal olarak test etmişlerdir. Dikdörtgen çevresel oluklu gövde işleminin (CGCT) ve pürüzsüz duvarlının performanslarını analiz etmişlerdir. Ayrıca, oluk şekillerinin farklı uç boşluklarına sahip eksenel akışlı kompresörün stabilitesi ve performansı üzerindeki etkilerini değerlendirmek için düz duvarlı gövde, dikdörtgen oluklar ve eğimli pah tipi dikdörtgen olukların, en yüksek adyabatik verimlerini ve durma marjlarını karşılaştırmışlardır. Dikdörtgen tipin en iyisi olduğunu ve eğimli olukların, durma marjı ve adyabatik verimlilik açısından pah şeklinden daha iyi olduğunu belirtmişlerdir [31]. Galerkin ve diğ., 3 boyutlu ve 2 boyutlu kanatlara sahip çarklara ait giriş boyutlarının ve hız değerlerinin hesaplanması için basitleştirilmiş denklemler sunmuşlardır. Üç boyutlu çarkların potansiyel avantajlarının orta ve küçük debi katsayılarında azalma eğilimi gösterdiğini belirtmişlerdir. Bazı durumlarda iki boyutlu çarkın yapısal avantajının daha küçük göbek oranından kaynaklandığını ifade etmişlerdir. 2D çarkların düşük Mach sayısı ile orta ve düşük yükleme faktörü baz alınarak tasarım debi katsayısının 0.07-0.08'den küçük olması durumunda daha iyi olduğu belirtmişlerdir. Ayrıca debi katsayısının 0.07-0.08'den büyük olması halinde ise 3D çarkların kullanılmasının daha uygun olacağını belirtmişlerdir [32]. Ju ve diğ., üç boyutlu gerçekçi üretim belirsizliklerini dikkate alarak bir santrifüj kompresör çarkının deterministik analizi, belirsizlik analizi ve tasarım optimizasyonu üzerine bir araştırma sunmuşlardır. 92 farklı santrifüj çarkın ölçüm verilerini, stokastik kanat eğimini ve üretim belirsizliklerinden kaynaklanan kalınlık sapmalarını elde etmek için kullanmışlardır. Deterministik analiz sonuçları, ana kanat ön kenarına yakın pozitif kalınlık hatalarının, özellikle büyük akış hızlarında artan akış ayrımları nedeniyle çarkın performansındaki düşüşlerden temel olarak sorumlu olduğunu göstermiştir. Azaltılmış kanat açılarının, pozitif kanat kalınlığı hatalarının olumsuz etkisini telafi edebildiğini ve dolayısıyla imalat belirsizliklerine karşı çark performansının sağlamlığını artırabildiğini

ifade etmişlerdir [33]. Xu ve arkadaşları, entegre dişli santrifüj kompresörün detaylı gelişimini ve tasarımını göz önüne alarak kompresör konfigürasyonunu, her aşama için güç dağıtımını ve olası saha uygulama sorunlarını incelemişlerdir. İnceleme neticesinde, dayanıklı çalışma ile yüksek verimlilik ve geniş çalışma aralığına sahip bir kompresör elde etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ve Sonlu Elemanlar Analizi (FEA) aracılığıyla aerodinamik ve yapısal optimizasyon gerçekleştirdiklerini belirtmişlerdir [34]. Yoon ve diğ., kompresör çarkının eksenel uç açıklığının değiştirilmesinin dinamik etkileri de dahil olmak üzere, sıkıştırma sistemleri için yakın zamanda tanıtılan bir matematiksel modelin doğrulanması için deneysel test verileri sunmuşlardır. Çark ucu açıklığını kontrol etmek için aktif manyetik yataklar (AMB'ler) kullanarak dalgalanmanın bastırılmasını incelemek üzere inşa edilen santrifüj kompresör test donanımı için, çark ucu açıklığının değiştirilmesiyle oluşturulan sıkıştırma sisteminin kararlı durumu ve dinamik tepkisini deneysel olarak ölçmüşlerdir. Sıkıştırma sistemi modelindeki Greitzer parametresi ve Helmholtz frekansı gibi parametreleri deneysel olarak tanımlamışlardır. Ayrıca eksenel çark konumunu kontrol eden manyetik yatağın servo dinamiğini deneysel olarak belirlemişlerdir. Deneysel ölçüm ile kararlı durum tepkisi tahmini arasında iyi bir uyum olduğunu belirtmişlerdir [35]. Hadavandi ve diğ., sayısal simülasyonlar için eksiksiz bir giriş veri seti sağlayarak kompresör CFD'sini geliştirmeyi amaçlamışlardır. Önceki CFD analizlerinin davranışını tahmin edemediği son teknoloji ürünü olan 1,5 kademeli yüksek yüklü düşük basınçlı kompresör için tam bir karakterizasyon gerçekleştirmişlerdir. Kompresörü, iki farklı hız hattı (tasarım hızının %90'ı ve %96'sı) ve iki farklı Reynolds sayısı için sırasıyla 150 bin ve 90 bin d/d olacak şekilde farklı çalışma koşulları altında test etmişlerdir. Kompresörü kararlı ve kararsız çalışma koşulları, durma davranışı, başlangıcı ve durma akış alanı ile birlikte incelemişlerdir. Açıklık yönünde hız alanını ve türbülans özelliklerini karakterize etmek için ayrık sıcak tel geçişleri gerçekleştirmişlerdir. Durma sonrası çalışmanın sağlam bir sayısal simülasyonunda, makinenin farklı kısımlarındaki farklı geçici uzunlukların yanı sıra giriş kanalının da hesaba katılması gerektiğini belirtmişlerdir [36]. Ahmad ve diğ., NASA rotoru 37 kullanarak tek çevresel muhafaza oluğu üzerinde sayısal bir çalışma yapmışlardır. İki çevresel oluk modelinin performansını, sonlu hacim tekniği kullanarak RANS 3D denklemlerinin ayrıklaştırılmasıyla incelemişlerdir. Çevresel oluğun iki modelini önermiş ve sayısal olarak test etmişlerdir. Ayrıca, normal gövdenin durma noktasının, toplam basınç oranının ve tepe adyabatik verimliliğinin her iki model oluğun eksenel kompresör performansı ve kararlılığı üzerindeki etkisini belirlemek için analizler gerçekleştirmişlerdir. Analiz sonuçlarına göre model 1 ve 2'nin durma marjlarını sırasıyla

%6,62 ve %4,45 oranında arttırmışlardır. Model 1 ve 2'nin adyabatik verimliliğini ise sırasıyla %0,79 ve %1,08 oranında azalttıklarını belirtmişlerdir [37]. Li ve diğ., turboşarjın santrifüj kompresöründe gerçekleşen akışın matematiksel modelini incelemişlerdir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği teorisine dayanarak kompresörün performans eğrilerini ve parametre dağılımlarını üç boyutlu modelden elde etmişlerdir. Ağ sayısının ve dağılımının kompresör performansı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır ve sayısal hesaplama yöntemi test verileriyle birleştirilerek analiz etmişlerdir. Tek kanaldaki ağ sayısının 300.000'in üzerinde olduğu durumlarda ağ sayısındaki artışın kompresör performansı üzerinde çok az etkisinin olduğunu belirtmişlerdir. Kullandıkları sayısal simülasyon yönteminin kompresör performansını tahmin etmek için kullanılabilir olduğunu ve hesaplama ile test arasındaki toplam basınç oranı farkının %7'den az olduğunu belirtmişlerdir [38]. Aghaei ve diğ., iyi bir kompresörün CFD kararlı modelleri ile nasıl tasarlanıp modellenebileceğini göstermeyi ve 1 boyutlu tasarım ile 3 boyutlu CFD analizi arasındaki tutarsızlıkların nedenlerini açıklamayı amaçlamışlardır. Yaklaşık 4:1 basınç oranına sahip radyal bir çark için CFD ile tek boyutlu veriler arasında iyi bir eşleşme bulmuşlardır. Genel olarak CFD'nin iyi bir performans tahmini verdiğini ve yerel akış ayrıntılarını yeterince çözdüğünü belirtmişlerdir [39]. Sadagopan ve diğ., karışık akış durumu için izentropik denklemlere dayanan orta çizgi prosedürünü tanımlamışlardır. Bezier eğrileri baz alınarak orta çizgi kodu ve hesaplamalı analizler gerçekleştirilmiş olup 3.5 kg/s kütle akışı için rotor tasarımı değerlendirme çalışmaları yapılmıştır. Yüksek göbek yükünün, çarkın daha düşük uç sızıntısı kaybıyla ve çıkışta düzenli akışla daha yüksek performans elde edeceğini belirtmişlerdir. Uç yükünün arttırılmasının ise çarkın yüksek basınç oranına ulaşmasını sağlayacağını söylemişlerdir. Ayrıca tasarladıkları bu difüzörün birinci kanadının düşük momentumlu akış bölgelerinin ikinci kanadın emme kısmı tarafından hızlandırılmasıyla difüzyon verimliliğini arttıracığını belirtmişlerdir. Bu ardışık stator tasarımının önceki karma akışlı tasarımlarla karşılaştırıldığında önemli performans avantajları sağlayacağını vurgulamışlardır [40].

Ardışık kanatlı radyal kompresörlerle ilgili ilk çalışma 1977 yılında NASA Lewis araştırma merkezi tarafından yayınlanmıştır. Bu çalışmada, kanat arkasının sınır tabakasının yeni baştan yapılandırılacağını söylemişlerdir [41]. Roberts ve diğ., ardışık kanadı sayısal olarak incelemişlerdir ve çevresel yer değiştirmenin kompresörün performansında oldukça önemli olduğunu belirtmişlerdir [42]. Ju ve diğ., ardışık kanatlı santrifüj kompresörü sayısal olarak çalışmışlardır. Temel ardışık kanatlı ara ardışık kanatlıya göre daha düzenli akış alanı sağladığını ama veriminin daha düşük olduğunu, ardışık kanadın veriminin uygun

optimizasyonlar yapılarak artırılacağını belirtmişlerdir [43]. Li ve diğ., ardışık çark uygulama aralığını ve altta yatan akış mekanizmalarını keşfetmek için çeşitli çark meridyonel akış yolu profilleri dahilinde sayısal ve deneysel ardışık çark araştırmaları gerçekleştirmişlerdir. Kompresörün performans değişimi, çark bileşenleri ve difüzör bileşenleri çeşitli akış yolu profilleri ile ilişkili olarak incelenmiştir. Farklı çevresel deplasmanlara sahip ardışık çark akış yapısı değişiklikleri ve altında yatan mekanizmaları analiz etmişlerdir. Çark akış yolu profilinin çark akış homojenliği üzerindeki kazanımları ve kayıpları değerlendirilmiştir. Ardışık çarkı bir santrifüj kompresöre uygulamanın etkinliğini deneysel olarak doğrulamışlardır. Çarkın iç ve dış çap oranlarının kritik öneme sahip olduğunu ve bu oranın 0,65 ile 0,75 oran aralığında kompresör verimini yüzde 1,5 arttırdığını belirtmişlerdir. Bu aralık dışında çark boşaltımının kararlı olmayacağını ve verimin düşeceğini söylemişlerdir. Yaklaşık 0,7'lik bir optimum $D1t/D2$ değerinin, bir ardışık çark uygulandığında kompresör performans kazancını en üst düzeye çıkardığını belirtmişlerdir. Geliştirilmiş çark akış boşaltma homojenliğinin, ardışık çarkın en büyük potansiyel avantajlarından olduğunu söylemişlerdir [44]. Pan ve diğ., akış mekanizmasını keşfetmek ve süpersonik rotorun çarklarının performansını geliştirmek için süpersonik rotor olan Rotor37'yi almışlardır ve tekrar tasarlayıp orijinal ardışık çarklı süpersonik rotoru elde etmişlerdir. Kriging model temelinde fiziksel programlama metodunu ve çok amaçlı optimizasyon metodunu geliştirip uygulamışlardır. Rotor37 ile karşılaştırıldığında kütleli debi ve surge marjının daha yüksek olduğunu söylemişlerdir fakat verim olarak Rotor37'ye göre çok az düşüklük olduğunu belirtmişlerdir. Çok amaçlı optimizasyondan sonra orijinal ardışık rotora göre toplam basınç oranı ve verimi yükselmiştir ve verimin %1,6 oranında arttığını söylemişlerdir [45]. Tao ve diğ., ardışık çarkın kullanım alanını genişletmek için ses ötesi ardışık çarkın akış karakteristiğini çalışmışlardır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözücüsünü kullanarak, giren Mach sayısı 1,2 olan optimum tasarım üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Ardışık kanat kaybının, süpersonik akışa sahip karmaşık akış yapıları nedeniyle kontrolünün zor olduğunu söylemişlerdir. Ön çark yolundan arkaya doğru bir çift şok dalgası ve arka bıçak emme tarafında normal bir şok dalgası görüldüğünü belirtmişlerdir. Karmaşık şok dalgalarının ön ve arka kanat arasında yüksek bir etkileşime sebep olduğunu belirtmişlerdir. Ön kanat kaybının, tüm çalışma koşullarında ardışık kanat genel kaybına hükmettiğini söylemişlerdir. Ön kanat kaybının, tasarım noktasında %50'den fazla ve dalgalanma noktası yakınında ise %80 den fazla olduğunu belirtmişlerdir. Ardışık kanat profilini ön ve arka kanat arasındaki aerodinamik etkileşimi dikkate alarak optimize etmişlerdir. Ardışık çarkı, basınç tarafına yakın ileri kanat yolu şok yoğunluğunu, emme

tarafına yakın arka kanat şok yoğunluğunu ve arka kanat etki alanını kontrol ederek optimize etmişlerdir. Sayısal analiz sonuçlarına göre toplam basınç kaybının tasarım noktasında %20 oranında azaldığını ve olay aralığının yaklaşık %0,5 oranında arttığını söylemişlerdir [46]. Ziliang ve diğ., iki sıra kanadın eşleşme karakteristiklerini ve ardışık tasarımlı çarkın akış alanlarının temelini oluşturan fiziği keşfetmek için, çeşitli ardışık kanat düzenlemelerine sahip bir santrifüj kompresörün performans ve akış alanlarını sayısal yöntemle incelemişlerdir. Ayrıca var olan geleneksel çark ile ardışık çarkın karşılaştırılmasını da yapmışlardır. Giriş kanadı ve çıkış kanadı arasındaki performans farklılığının temel nedeninin, kutta koşulu tarafından belirlenen kanat arka kenarındaki indükleyici basınç değişiminde yatmakta olduğunu söylemişlerdir. Ek olarak giriş kanadı/çıkış kanadı jet analizinde ardışık kanat kayma etkisi ile akışkan boşaltma kalitesi arasındaki korelasyonun değerlendirilmesini yapmışlardır. İlk olarak kompresör kademesini, çark bileşenini ve difüzör bileşenini performans açısından değerlendirmişlerdir. İkinci olarak ardışık kanat performans varyasyonunun altında yatan mekanizmayı incelemişlerdir. Üçüncü olarak, kayma etkisi ve bunun boşaltma akış kalitesiyle ilişkisini vurgulamışlardır. Son olarak ardışık kanatların eşleşen karakteristiğinin temel fiziğini araştırmışlardır. Çıkış kanadının emme tarafı giriş kanadına yakın olduğu zaman ardışık çarkın performansının kanatlar arası mesafenin değişimine hassas olduğunu söylemişlerdir [47]. Li ve diğ., kontrol maliyetleri veya performans kayıpları olmaksızın bir kompresörün kararlı çalışma aralığını iyileştirmek ve pasif akış kontrolü elde etmek için ardışık kanatlı bir çark yöntemi kullanmışlardır. Ardışık çarkın, herhangi bir çark verim veya basınç oranı kaybı olmaksızın gelişmiş kompresör çalışma aralıkları sergileyebilen, iç kısımdaki akış alanını yerel olarak etkileyen başarılı bir pasif akış kontrol yöntemi olduğunu belirtmişlerdir. Sonuçlar baz alındığında ardışık kanat yönteminin %16,7 lik bir maksimum çalışma aralığı kazancı elde edebileceğini söylemişlerdir. Temel kompresör kararsızlığının uç sızıntı akışından ve düşük momentumlu sıvı radyal taşınmasından kaynaklanan uç bölgesi akış bozulmasıyla birlikte tetiklendiğini belirtmişlerdir. Sonuç olarak ardışık tasarımlı kompresörün çarkın kararsızlık noktasından uzakta çalıştığını söylemişlerdir. Daha ileri araştırmalar, indükleyici basınç alanının pozisyonlandırma (λ_s) ile değiştiğini ve bunun da giriş kanadı emme tarafındaki radyal taşınmanın değişmesine neden olduğunu ve sonunda akış istikrarını etkilediğini göstermişlerdir. λ_s 'nin kompresörün tatmin edici performansa ulaşmasına yardımcı olabilecek yeni bir tasarım derecesi olduğunu söylemişlerdir. Kompresör çalışma aralığında en büyük kazancı elde etmek için λ_s nin %75 e yakın olmasını önermişlerdir. Mevcut sayısal modeli doğrulamak için sayısal analizlerden elde edilen performans ve akış alanları ile

deneylerden elde edilen ölçüm verilerini %80 dönme hızında karşılaştırmışlardır ve sonuçların iyi bir uyum sergilediğini grafiklerle göstermişlerdir [48]. Hlaváček ve diğ., havacılık uygulamaları için modern santrifüj kompresörün gelişim kademelerini özetlemişlerdir ve gelecekteki bu tarz çalışmalar için tavsiyelerde bulunmuşlardır. Doğru tasarlanmış ardışık kanatlı santrifüj kompresörün aynı boyutlardaki geleneksel kompresörlere göre daha yüksek değerleri başarabileceğini ve bunun da havacılıkta motor yakıt tüketimini, boyutlarını ve ağırlığını azaltacağını belirtmişlerdir [49]. Erdmenger ve diğ., ardışık kanatlı santrifüj kompresörün tasarımının farklı yönlerini ve bunların yüksek akış katsayılı ve yüksek basınç oranlı santrifüj kompresörün performansına etkilerini incelemişlerdir. İndüser (giriş kanadı) ve eksüder (çıkış kanadı) arasındaki eksenel boşluğun etkisinin kompresör performansı üzerinde çok az etkiye sahip olduğunu, saat yönünün önemli bir etkiye sahip olduğunu hatta en iyi performansın indüserle eksüderin aynı hizada olmasıyla elde edileceğini belirtmişlerdir [50]. Li ve diğ., yüksek basınç oranlı santrifüj kompresörü tasarım dışı hızlarda (çalışma hızından yüksek) sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda ardışık kanatlı çarkın çalışma koşullarında performans artışı sağlayacağını söylemişlerdir. Yaklaşık olarak izentropik verimde yüzde 1.8 ve çalışma aralığında ise yüzde 5'lik gelişimin başarıldığını belirtmişlerdir. Yüksek hızlarda indükleyici şoklardan dolayı ardışık kanatlı çarkın performansında da düşüş olduğunu söylemişlerdir [51]. Noman ve diğ., turboşarj uygulaması için Çin'de ticari olarak kullanılan geleneksel bir kompresöre kıyasla orta basınç oranlı, taşsız, ardışık kanatlı santrifüj kompresörün performansına ilişkin kapsamlı bir deneysel ve sayısal çalışma sunmuşlardır. Tüm ardışık kanatlı tasarım durumlarında dalgalanma noktasının daha düşük kütleli debilere doğru kaydığını söylemişlerdir. Çalışma aralığında maksimum yüzde 25 artış gözlemlendiğini belirtmişlerdir. İndüser kalınlığında yüzde 20 azaltma yapıldığında, geleneksel tasarımlara göre daha iyi performans gösterdiğini vurgulamışlardır [52]. Josuhn-Kadner, ardışık kanat geometrisinin rotor ve kademe karakteristikleri üzerindeki etkisini incelemiştir. Üç farklı çevresel indüser konumu dikkate alınarak rotorun her yerinde dokuz noktada ölçümler gerçekleştirmiştir. Rotor ve kademe özelliklerinde ardışık kanat konfigürasyonu ile sağlanan iyileştirmenin küçük olduğunu ancak rotorun arka ve çıkış kısmındaki akış alanında önemli farklılıklar olduğunu belirtmiştir [53]. Josuhn-Kadner ve diğ., radyal kompresör aşamasını, aerodinamik kademe optimizasyonu için ağırlıklı olarak deneysel olarak incelemişlerdir. Akış alanını analiz etmek için tasarımda 3D Navier-Stokes hesaplamaları geliştirmişlerdir. İndükleyici ayarının rotor özellikleri üzerinde küçük bir etkisi olduğunu söylemişlerdir. %93,5'lik maksimum rotor verimliliğinin, indükleyicinin farklı konumlarına bağlı olarak

%1'den daha az bir aralıkta değiştiğini belirtmişlerdir [54]. Ju ve diğ., ardışık kanadın belirli aerodinamik performansını incelemek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanmışlardır. Tek sıralı kanat ile karşılaştırıldığında, ardışık sıralının nispeten dar bir çalışma aralığında daha düşük kayıplarla daha yüksek basınç oranı üretme potansiyeline sahip olduğunu söylemişlerdir [55]. McGlumphy ve diğ., ses altı, şoksuz doğrusal kademeli akışta tandem hava profillerini incelemişlerdir. Ardışık kanatlı tasarım performansının eksenel bindirme ve hatve yüzdesine karşı hassas olduğunu belirtmişlerdir. Ardışık kanat profilinin tasarım dışı performansının tek bir kanat profilinden daha üstün olduğunu söylemişlerdir [56]. Bammert ve diğ., eksenel akışlı kompresörlerde ardışık kanatların farklı konfigürasyonlarında basınç dağılımını, profil kayıplarını ve çıkış açılarını belirlemek için bir prosedür sunmuşlardır. Yakın konfigürasyonlara sahip ardışık kademeli basınç dağılımlarının ve profil kayıplarının, büyük eksenel aralıklı ardışık kademeli akıştan önemli ölçüde farklı olduklarını belirtmişlerdir [57]. Li ve diğ., kural yüzeyli giriş ve çıkış kanatlara sahip ardışık çark konfigürasyonu kullanarak kompresör performansını yüksek yüklü sesüstü radyal kompresörlerde iyileştirmişlerdir. Hem çark hem de difüzör akış kaybının azaltılması yoluyla %1,4'lük bir kompresör verimliliği elde etmişlerdir. Ardışık çark konfigürasyonuna bağlı olarak çark için ileri süpürme ve negatif yalın tasarım kullanmanın geleneksel bir kompresöre kıyasla yüzde 2,11 oranında verimliliği artıracağını belirtmişlerdir. Difüzör performansının negatif yalın tasarımla iyileştirilebileceğini söylemişlerdir [58]. Li ve diğ., ardışık çarkların temel mekanizmasını daha iyi anlamak için son teknoloji ürünü olan çok bloklu akış çözücüyü kullanmışlardır. Çeşitli tandem tasarımlı çarklara ve bir kama difüzöre sahip, yüksek yüklü bir santrifüj kompresör kademesini sayısal olarak araştırmışlardır. Test edilen pozisyonlama konfigürasyonlarının çoğu için tandem kompresör tasarımının geleneksel kompresör tasarımından daha verimli olduğunu ve tandem pozisyonlama sürtünmesinin çark performansını önemli ölçüde etkilediğini belirtmişlerdir. Test edilen santrifüj kompresör aşaması için, %25'lik pozisyonlama ile izentropik verimlilikte yaklaşık %1,4'lük bir artış ve durma marjında %1,3'lük bir artış elde etmişlerdir [59]. Cuturi ve diğ., hibrit bileşik turboşarj için ardışık radyal kompresör tasarlamış ve simüle etmişlerdir. Konfigürasyonları deneysel tasarım (DOE) rehberliğinde bir dizi iyileştirme yoluyla geliştirmişlerdir. Üç boyutlu HAD simülasyonlarını, 3 farklı hızda sırasıyla 2000 rpm 3500 rpm ve 5500 rpm olacak şekilde gerçekleştirmişlerdir. Nihai geometrinin orijinal üniteye göre daha yüksek bir sıkıştırma oranına sahip olduğunu ve bu geometrinin geliştirilmiş bir dalgalanma marjına ve boğulmaya karşı daha düşük bir hassasiyete sahip olduğunu belirtmişlerdir [60]. Mohsen ve diğ., transonik kompresörlerin

genel performansını iyileştirmede tandem rotor kanatlarının potansiyelini değerlendirmek için sayısal bir araştırma yapmışlardır. Üç boyutlu hesaplamalar için uygun tasarım parametrelerini seçmek amacıyla, süpersonik giriş Mach sayısı 1,4 olan rotor orta açıklık bölümünde iki boyutlu sayısal simülasyonlara dayalı parametrik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Ardışık rotorun tasarım ve tasarım dışı koşullardaki performansını incelemişlerdir. Sonuçları 'NASA Rotor 37' referansının sayısal ve deneysel sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Ardışık tasarımın, temel rotor 'NASA Rotor37'ye göre toplam basınç oranında %17'lik bir artışa ve rotor adyabatik verimliliğinde %2'lik bir artışa sahip olduğunu belirtmişlerdir [61]. Cao ve diğ., uç duvar geçişli girdap üreticisinin (EVG) kontrol mekanizmasını incelemişlerdir. Uç duvar girdap üreticisinin akışın kösede durmasını azalttığını belirtmişlerdir. Girdap üreticisini akış yönünde ileri bir pozisyona konumlandırınca kesişme açısının azalmasından ötürü etkinliğinin arttığını belirtmişlerdir. Optimal EVG'yi, emme yüzeyinden %8 eksenel kirişe ve 3,7 mm'ye (tandem kademeli adımın %14'ü) uzağa yerleştirmişlerdir. Böylelikle %33,7'lik maksimum kayıp katsayısı azalmasına ulaşmışlardır. Ayrıca girdap üreticisinin konumu emme yüzeyinden uzakta bile olsa köşe durmasını azalttığını söylemişlerdir. EVG'nin kontrol etkinliğini sayısal olarak araştırmışlardır ve EVG'nin geniş bir geliş açısı aralığında köşe durmasını ve kayıp katsayısını azalttığını göstermişlerdir [62]. Sadagopan ve diğ., 6:1 yüksek basınç oranlı ve %75.5 verimliliğe sahip süpersonik karışık akışlı kompresör kademesini hesaplamalı olarak değerlendirmişlerdir. Üç boyutluluk, viskoz akış ve sıkıştırılabilirlik etkilerini göz önünde bulundurarak analizleri gerçekleştirmişlerdir. Kütlesel debi, kademe toplam basınç oranını ve maksimum çapı temel kısıtlamalar olarak seçmişlerdir. Yeni bir ardışık tasarımlı süpersonik difüzör tarif etmişlerdir. Bu yeni tasarımın verimlilik açısından önceki süpersonik difüzyon konfigürasyonlarından %20 daha iyi performans gösterdiğini belirtmişlerdir. Ayrıca kanadın ön kenarındaki dönen sivri uç akış özelliğini bastırmak için %0-30 aralığındaki rotor ön kenarının bükülmesi gerektiğini belirtmişlerdir [63].

3. ARDIŞIK KANATLI RADYAL KOMPRESÖRLER

3.1 Radyal Kompresörler

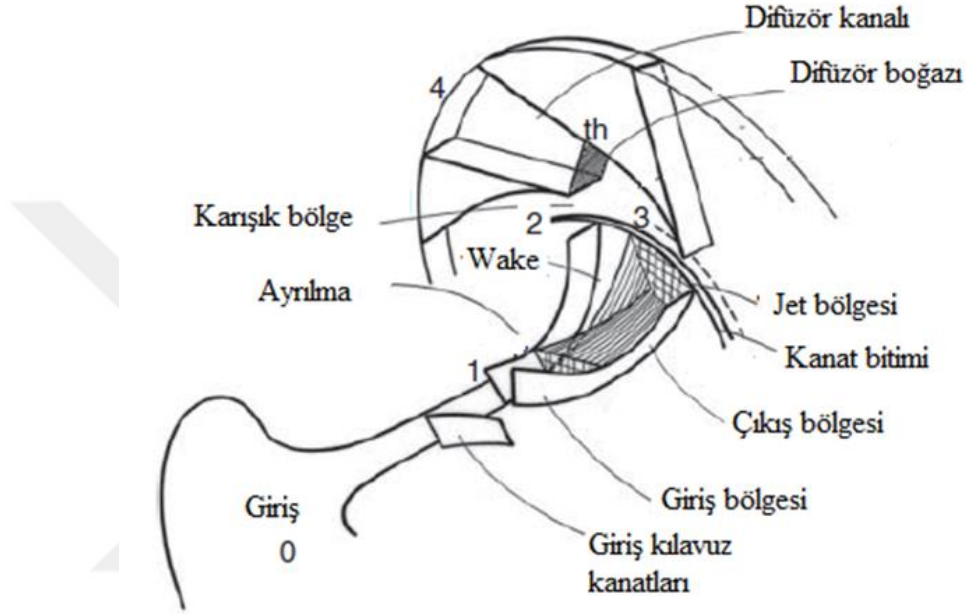
Radyal kompresörler dinamik kompresörlerin bir çeşidi olup, bir gaz akışına hız verilmesi ve daha sonra bu hız enerjisinin basınç enerjisine dönüştürülmesi prensibine dayanmaktadırlar. Bu kompresörlere sıklıkla turbo kompresörler adı verilir. Santrifüjlü makineler dinamik kompresörlerin %80'ini veya daha fazlasını oluştururlar. Geriye kalan %20'lik kısmı ise daha yüksek akışlı ve düşük basınçlı uygulamalara yönelik olan eksenel akışlı makinelerdir. Santrifüj kompresörler nispeten sorunsuz, güvenilir gaz taşıyıcılardır. Radyal kompresörler, dönen bir çark yardımıyla akışkanın kinetik enerjisini artırmaya yönelik olup her türlü gaz bu makineler tarafından sıkıştırılabilir ve bunların geniş boyutları ve basınç aralıkları, birçok durumda modern proses tesislerini ve dökme kimyasalların verimli üretimini mümkün kılmaktadır [64-65]. Santrifüj kompresörün uygulama alanları Çizelge 3.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1: Santrifüj Kompresörlerin Uygulaması [7].

Endüstri veya Uygulama	Süreç Hizmeti	Tipik Gazla Taşınan
Demir Çelik		
Fırın	Yanma	Hava
Kok fırını	Sıkıştırma	Kok fırın gazı
Madencilik ve Metalurji		
Güç	Aletler ve makineler için	Hava
Fırınlarda	Bakır ve nikel saflaştırma	Hava
Doğal gaz		
Üretim	Petrol kuyularının basınçlandırılması	Doğal gaz
Dağıtım	Aktarma	Doğal gaz
İşleme	Doğal benzin ayrımı	Doğal gaz
Soğutma		
Kimyasal	Çeşitli işlemler	Bütan, propan, etilen
Endüstriyel ve ticari	Klima	Özel soğutucular

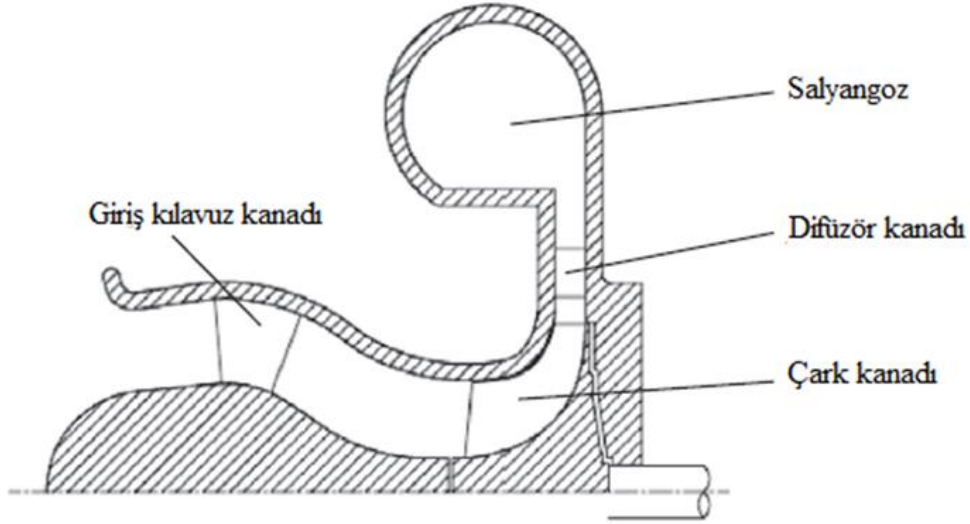
19. yüzyılın sonlarında Fransız Profesör Auguste Rateau, santrifüjlü kompresörü icat etmiştir. 1899'a gelindiğinde test standında 0,5 m³/s atmosferik havayı 20.000 d/d dönüş

hızında 1,5 bar (mutlak) boşaltma basıncına sıkıştıran tek aşamalı bir prototip elde edilmiştir [66]. 1903 yılında bir çelik fabrikasında çalışan ilk endüstriyel ünitesini kurmuş ve 1905 yılında 1,45:1 basınç oranıyla 0,7 m³/s hava sağlayan ilk beş kademeli tek şaftlı santrifüj kompresörü inşa etmiştir. Radyal kompresör Şekil 3.1'de gösterildiği gibi farklı parçalara ayrılabilir. Akış, giriş kısmından emilir ve giriş kılavuz kanatları (IGV) tarafından saptırıldıktan sonra indükleyiciye girer. Buradan itibaren akış yavaşlatılır ve indükleyici, akışı eksdüsörde bırakmadan önce eksenel ve radyal yönler çevrilir.



Şekil 3.1: Radyal kompresör bileşenleri ve akışın şematik gösterimi [67].

Radyal hız bileşeninin varlığı, kanat eğrilik etkisi ile birlikte indükleyicinin taç ve emme tarafındaki sınır katmanını stabilize etme eğiliminde olan Coriolis kuvvetlerinden sorumludur [68,69]. Ters basınç gradyanının etkisi altında sınır tabakası daha az türbülanslı hale gelir ve daha kolay ayrılır[70]. Akış ayrılmaları ve ikincil akışlar sebebiyle çark içerisinde iki farklı akış alanı gözlemlenir. Bunlardan bir tanesi jet olarak tanımlanan, nispeten yüksek Mach sayısına sahip yüksek enerjik bir bölgedir. Bu bölgedeki akışın yarı izentropik olduğu kabul edilmektedir. Diğer bölge ise art izi (wake) olarak adlandırılan daha düşük enerjili bir bölgedir. Bu bölgede akış kayıplardan daha fazla etkilenir, göreceli olarak düşük Mach sayısına sahiptir. Ayrıca ikincil akışlardan etkilenir ve sınır tabakaları tarafından beslenir [70]. Tek kademeli bir kompresör dört temel bileşenden oluşur. Bu bileşenler; giriş, çark, difüzör ve çıkıştır. Şekil 3.2’de bu bileşenler gösterilmiştir.



Şekil 3.2: Kompresör bileşenlerinin çizimi [71].

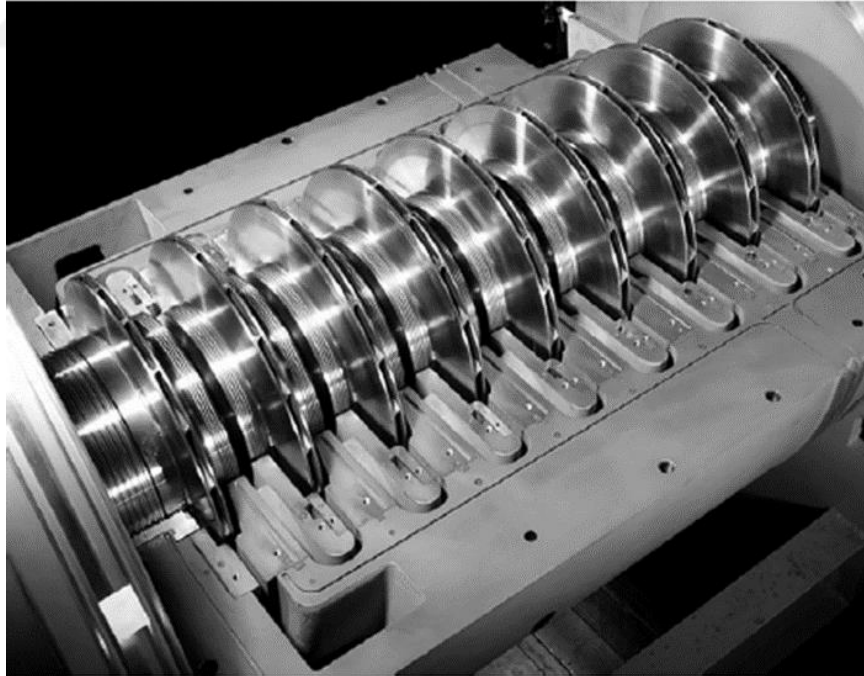
Giriş muhafazası, giriş nozulu veya emme borusu olarak isimlendirilen ilk kısım kompresör flanşındaki düşük hızlardan veya çevreden çark girişine doğru olan gazın akışını hızlandırır. Bunun hız profilinde minimum bozulmayla yapılması önemlidir. Enerji transferi gerçekleşmez. Toplam entalpi sabit kalır ancak bazı kayıplar meydana gelir. Giriş kanalları aksel veya radyal olabilirler. Bu kanallar, girişindeki hızın girdap bileşenini değiştirmek için, performansı kontrol etmek amacıyla, değişken giriş kılavuz kanatlarıyla donatılabilirler. Böylelikle havanın kompresöre giriş açısı ayarlanmış olur. Giriş açısını değiştirmenin temel sebebi ise bağıl Mach sayısını düşürmektir. Giriş bağıl hızı sonik hıza yakın veya yüksek olursa çarkta şok dalgası oluşabilir ve bu da hem şok kayıplarının yaşanmasına hem de kompresörün boğulmasına sebep olabilmektedir. Girişteki havanın kinetik enerjisinin oldukça düşürülmesi hedeflenen olgudur. Hava kompresöre pozitif, negatif ya da aksel dönmeyle girebilmektedir. Pozitif dönme kanat dönüş yönüyle aynı dönme yönünü ifade ederken negatif dönme ise kanat dönüş yönünün tersini ifade etmektedir.

Çark enerjiyi akışkana aktarır. Böylelikle; hem gazın basıncını hem de mutlak hızını artırır. Aksel girişi olan çarklarda, pervanenin ön tarafındaki kanadın aksel bölümü genellikle indükleyici olarak bilinir. Bu aksel eleman daha çok aksel bir kompresörün girişine benzer. Endüstriyel kompresörler genellikle çarkın aksel ile radyal eğimde olan ön kenarına sahiptirler ve bir indükleyiciye sahip değildirler. Çark çıkışları genellikle geriye

doğru eğimli kanatlara sahiptirler, bu sebeple kanatların dönme yönünden uzağa doğru eğildiği durum oluşmaktadır.

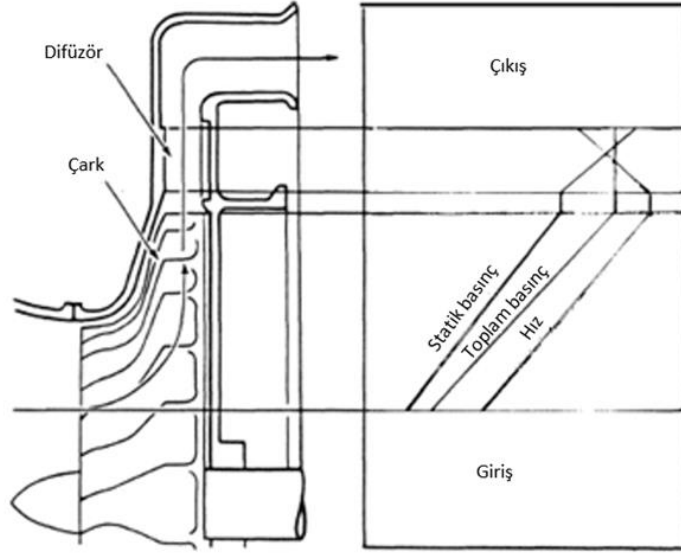
Difüzör çark tarafından akışkana aktarılan yüksek kinetik enerjiyi statik basınca çevirir. Şafttan başka enerji transferi olmadığından durgunluk entalpisi sabit kalır ancak kayıplar nedeniyle toplam basınçta azalmalar meydana gelir. Difüzörler ihtiyaçlara göre kanatlı veya kanatsız olabilirler. Kanatlı difüzörlerde kanatlardan sonra küçük bir kanatsız bölge bulunmaktadır. Gaz sabit veya dönen kanatlı akış kanallarından geçtiğinden dolayı tüm gaz yolunun aerodinamik olarak tasarlanması gerekmektedir.

Çıkış muhafazası, gazı çıkış flanşına, sonraki kademenin girişine ya da yanma odasına yönlendirir. Salyangoz, çıkan gazı toplar ve çıkış flanşına aktarır. Çoğu tasarımda konik çıkış difüzörü sayesinde gazın kinetik enerjisi daha da azaltılıp basıncı artırılır. Birden fazla kademeli kompresörlerde akış ayrılmalarını engellemek ve gazı bir sonraki kademeye aktarmak için salyangoz yerine çapraz bir dirsek ve kanatlı bir dönüş kanalı kullanılır. Gaz türbini gibi uygulama alanlarında genellikle eksenel çıkış kılavuz kanatları kullanılır. Böylelikle yanma odasının akışı koşullandırılmış olur. Şekil 3.3’de dokuz kademeli bir kompresör gösterilmiştir.



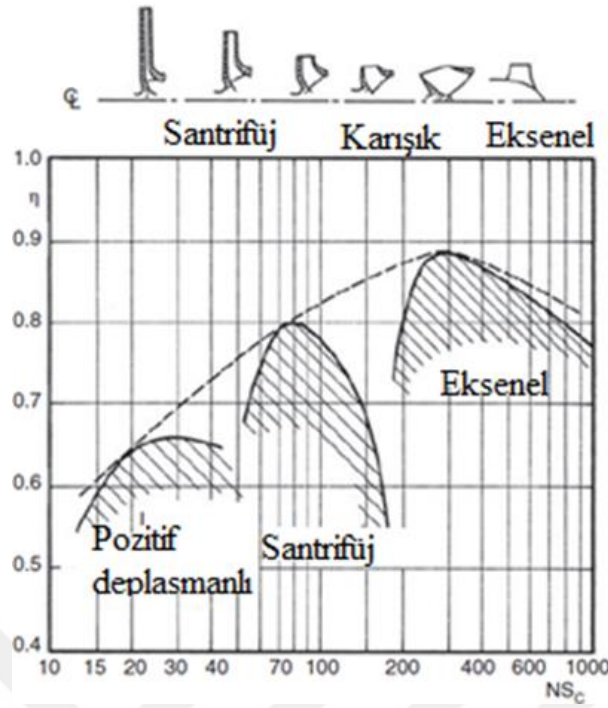
Şekil 3.3: Dokuz kademeli kompresör [71].

Şekil 3.4’de kompresörün giriş ve çıkışındaki hız ve basıncın ilişkisi gösterilmiştir. Difüzör kısmında toplam basıncın sabit kaldığı, hızın ve statik basıncın değiştiği görülmektedir.



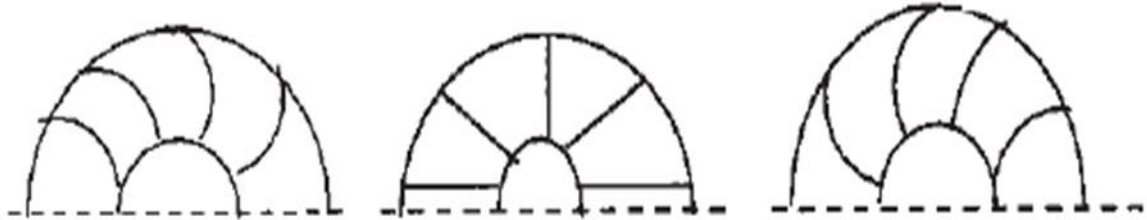
Şekil 3.4: Kompresörde Basınç ve Hızın Değişimi [7].

Santrifüj, hacimsel ve eksenel kompresörler için geometri ve verimliliğin spesifik hıza göre değişimi Şekil 3.5’de gösterilmiştir. Kesiksiz tam çizgiler farklı kompresör tiplerini temsil ederken gölgeli kısımlar ise aynı tipteki birden çok kompresörün test sonuçlarını ifade etmektedir. Bunlara karşılık gelen meridyonel kesit üst kısımda gösterilmiştir. Şekildeki sınırlayıcı eğriler yalnızca hız parametresinin kompresör verimliliği üzerindeki etkisini göstermeyi amaçlamaktadır. Santrifüj kompresörler Şekil 3.5’den farklı hız değerleri için de tasarlanabilirler ancak kolay olmaz. Pozitif deplasmanlı (hacimsel) kompresörler işletme ve bakım gibi sebeplerden dolayı daha az verimli olan santrifüj kompresörlerle değiştirilmeye başlanmıştır [70].



Şekil 3.5: Geometri ve verimliliğin hıza göre değişimi [70].

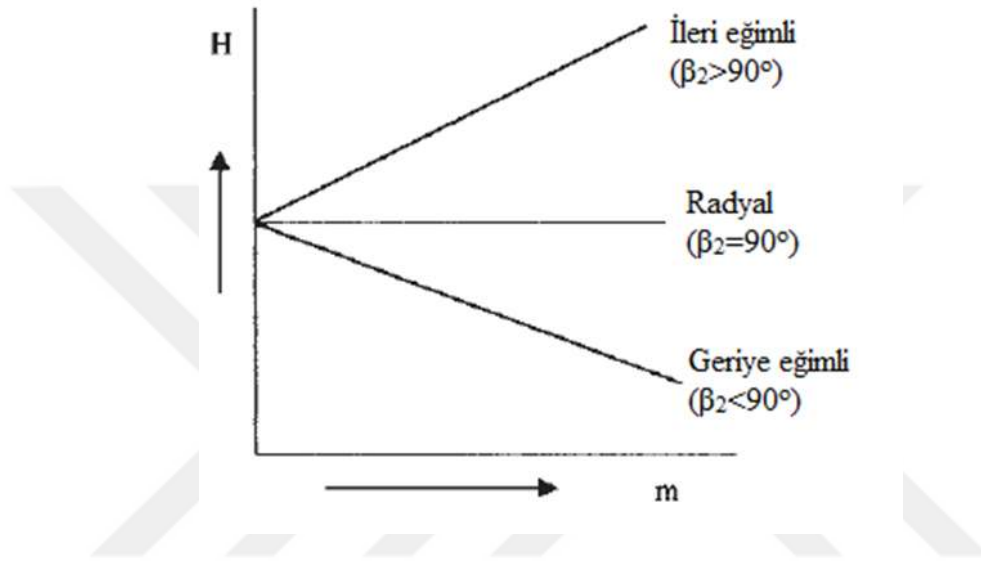
Kompresör çarklarında rotor çıkış kanadı şekline göre ileri eğimli, geri eğimli ve radyal olmak üzere üç tip kanat bulunmaktadır. Bu sınıflandırma kanadın çıkış açısına bağlı olarak gerçekleştirilmektedir. Kanadın çıkış açısı, β_2 , 90° 'den küçük ise geri eğimli, 90° ise radyal kanatlı ve 90° 'den büyük ise ileri eğimli olarak tanımlanır. Şekil 3.6'da kanat şekilleri gösterilmiştir. Yüksek stres kuvvetlerine maruz kalan çarklarda, özellikle bazı fanlar ve hidrolik pompalar gibi uygulamalarda kullanılan kavisli kanatlar düzleşme eğilimi gösterirler; bu durum kanatlarda bükülme gerilimlerinin oluşmasına yol açar. Düz radyal kanatların kavisli yani ileri eğimli ya da geri eğimli kanatlara göre imalatları daha kolaydır, ayrıca düz kanatlar bükülme gerilimlerine de maruz kalmazlar.



Şekil 3.6: Geriye doğru kavisli kanatlar, radyal kanatlar ve öne doğru kavisli kanatlar [72].

Kanatların göreceli performansları Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Geriye eğimli kanatta akış hızının artmasıyla beraber basma yüksekliğinin veya basınç oranının azaldığı, radyal kanatlar için sabit kaldığı ve ileri eğimli kanatlar için arttığı görülmektedir. Belirli bir kanat

ucu hızı için ileri eğimli kanatlı çark maksimum enerjiyi aktarırken radyal kanatlı çark daha az enerjiyi aktarır. Geri eğimli çark ise en az enerjiyi aktarır. Bu sebeple ileri eğimli kanatlı çark kullanılarak diğer kanatlı çarklara göre daha küçük boyutlu bir makineden belirli bir basınç oranı elde edilebilir. Petrokimya alanındaki çarkların çoğu radyal veya geriye eğimli kanatlardır. Çünkü bu tiplerde akışkanın çıkıştaki kinetik enerjisi istendiği gibi daha azdır ve difüzöre daha az iş düşer. Ayrıca çalışma aralığının daha geniş olması da tercih edilmesinin sebeplerinden biridir.



Şekil 3.7: Üç kanat şekli için akışa bağlı düşü karakteristikleri [72].

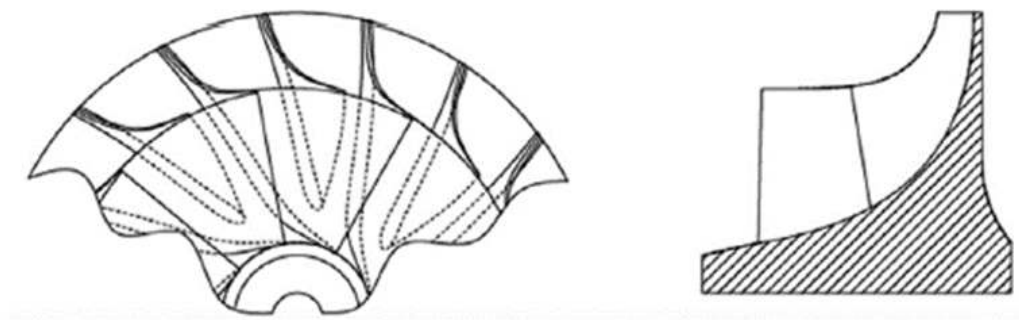
Üç kanat şeklinin avantaj ve dezavantajları Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2: İleri eğimli, radyal ve geri eğimli kanatların özellikleri [73].

Kanat tipi	Avantajlar	Dezavantajlar
İleri eğimli	Yüksek enerji transferi	Çıkışta yüksek kinetik enerji Yüksek difüzör girişi Mach sayısı Karmaşık bükülme gerilmesi Zor üretim
Radyal	Düşük enerji transferi ve yüksek mutlak çıkış hızı arasında makul taviz Karmaşık bükülme gerilmesi yok Kolay üretim	Dalgalanma marjini dar
Geriye eğimli	Düşük çıkış kinetik enerjisi Düşük difüzör giriş Mach sayısı Dalgalanma marjini üçünün arasında en geniş	Düşük enerji transferi Karmaşık bükülme gerilmesi mevcut Üretimi zor

3.1.1 Çark tipleri

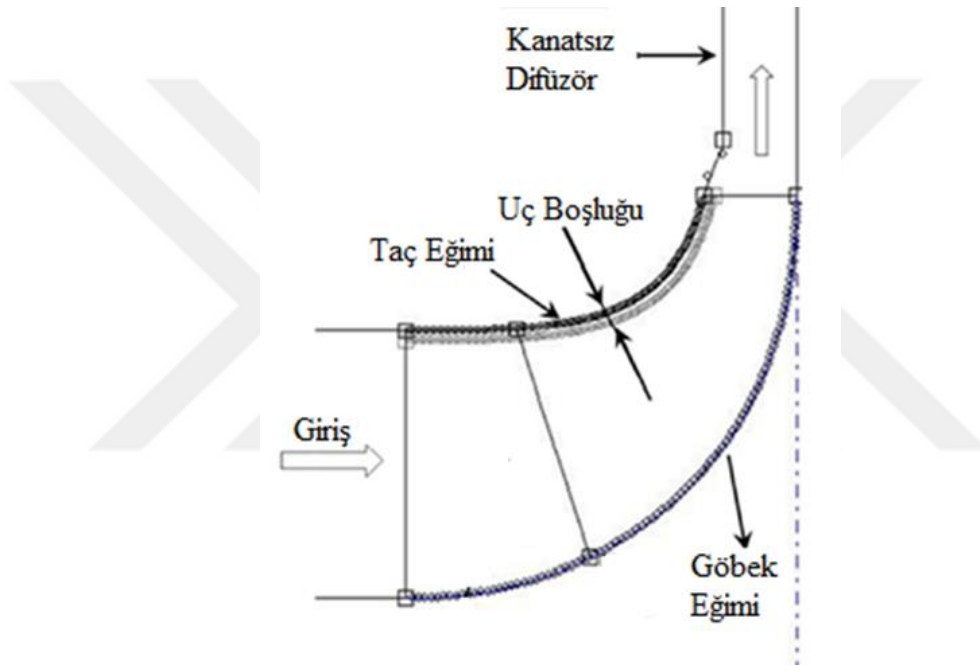
Çarkların tiplerini tanımlayan dört farklı kategori bulunmaktadır. Bunlardan birincisi çarkın üstünün açık mı yoksa taçlı mı olduğudur. İkincisi ise boyutsuz bir akış kapasitesi olan ve akış kanallarının genişliğini belirleyen akış katsayısı değeridir. Üçüncüsü ise çarkın ana kanatlarının arasında olan ara kanatların olup olmayacağıdır. Çarkın kanat çıkış şekli dördüncü bir ayrımdır. Tek kademeli kompresör uygulamalarında genellikle çarkın üstü açıktır veya taçsızdır. Şekil 3.8’de eksenel girişli, geniş akış kanallı ve ara kanatlara sahip üç boyutlu kanat gösterilmiştir. Üstü açık taçsız olduğu için eksenel bir kısıtlama yoktur bu nedenle çark indükleyici bölümü olan bir girişe sahiptir. Şekil 3.9’da düşük ve orta özgül hızlı açık (taçsız) çarkların şekilleri gösterilmiştir. Kanat ile muhafaza arasında herhangi bir yapının yer almadığı uç boşluğu kısmı yer almaktadır. Kanattan çıkan havanın hızının süpersonik olduğu durumlarda bu boşluk difüzöre giren havanın hızının Mach sayısının birin altına düşmesini sağlayarak kayıpların azalmasını ve kompresör performansının artmasını sağlamaktadır. Rotor kanatları ile muhafaza arasındaki açıklığın büyük olması verimin düşmesine ve akış stabilitesinin bozulmasına sebep olabilmektedir. Uç boşluğunun çok küçük tasarlanması, aerodinamik çarpmaların çarka iletilmesine ve dolayısıyla kompresör performansının düşmesine sebep olabilmektedir. Bu boşluğun optimum mesafede tasarlanması kompresör performansı açısından önem arz etmektedir. Çapı 250 mm’den büyük çarklarda, pratik çalışma boşluğu tipik olarak çark çapının 1/1000’i kadardır, ancak minimum boyut 0,5 ila 1,0 mm arasındadır [71]. Şekil 3.10’da uç boşluğu şekli gösterilmiştir.



Şekil 3.8: Ara kanatlı yüksek akış katsayılı çark [71].



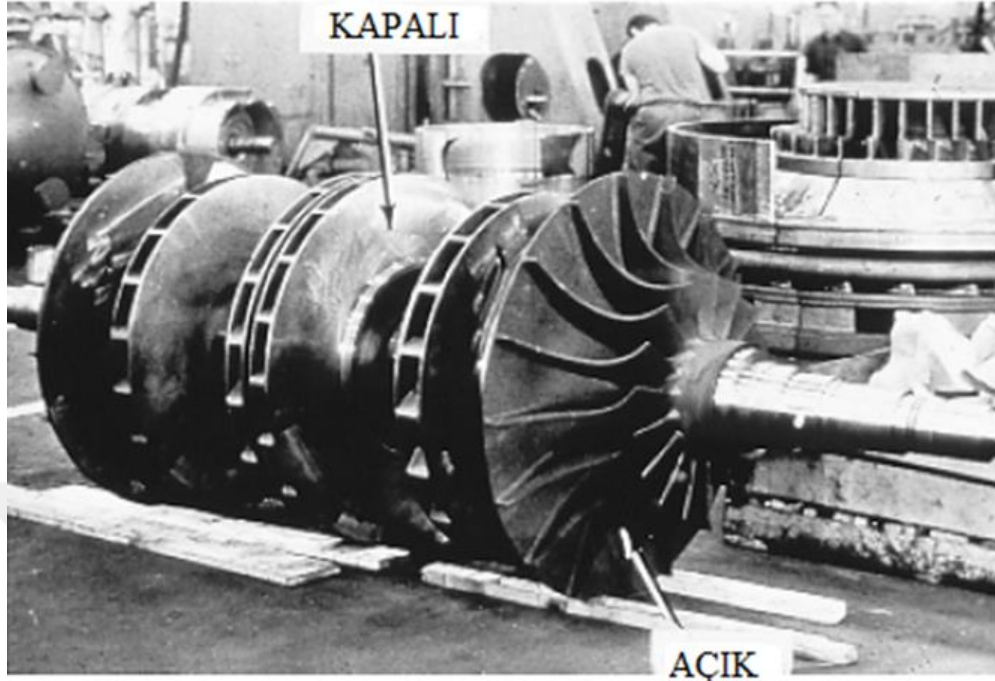
Şekil 3.9: Açık çark şekilleri [74].



Şekil 3.10: Uç boşluğu [75].

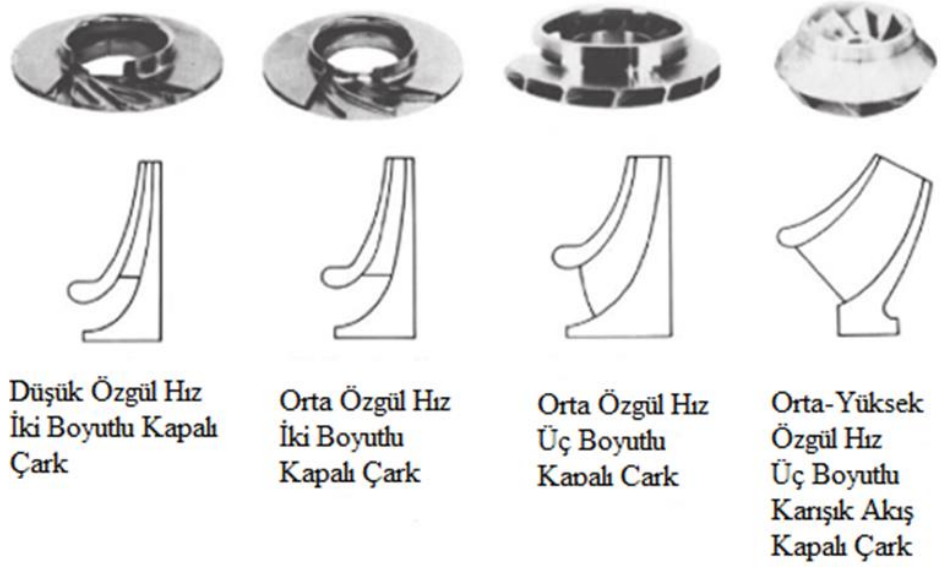
Açık çarkların dezavantajları, taşsız olmaları nedeniyle artan sızıntı ve buna bağlı olarak düşük verimlilik, ayrıca kanatların göbeğe dirsekli bağlanmasından kaynaklanan yüksek doğal frekanstır. Radyal kanatlı çarklar, (açık veya kapalı), son derece düz (neredeyse yatay) bir düşü eğrisi oluştururlar. Bu özellik, düşük sistem direncine sahip proses sistemlerinde bu çarkları kararsız hale getirir. Bu nedenle, çok fazla sistem direnci içermeyen proses sistemlerinde (tesis ve cihaz hava kompresörleri, şarj gazı kompresörleri ve yan yüklü soğutma uygulamaları) radyal çarklardan kaçınılmalıdır. Çok kademeli kompresörlerde genellikle taçlı veya kapalı çarklar kullanılır. Bunun sebebi birden fazla kademede aynı uç boşluğunu muhafaza etmenin zor olmasıdır. Şekil 3.11’de açık (taşsız) ve kapalı (taçlı) çarkların görseli verilmiştir. Çalıştırma esnasında rotor ve muhafaza arasındaki diferansiyel

genişleme, boşluklarda artışa veya azalmaya sebep olur bu da çark kanatları ile muhafaza arasında sürtünmelere sebep olabilir.

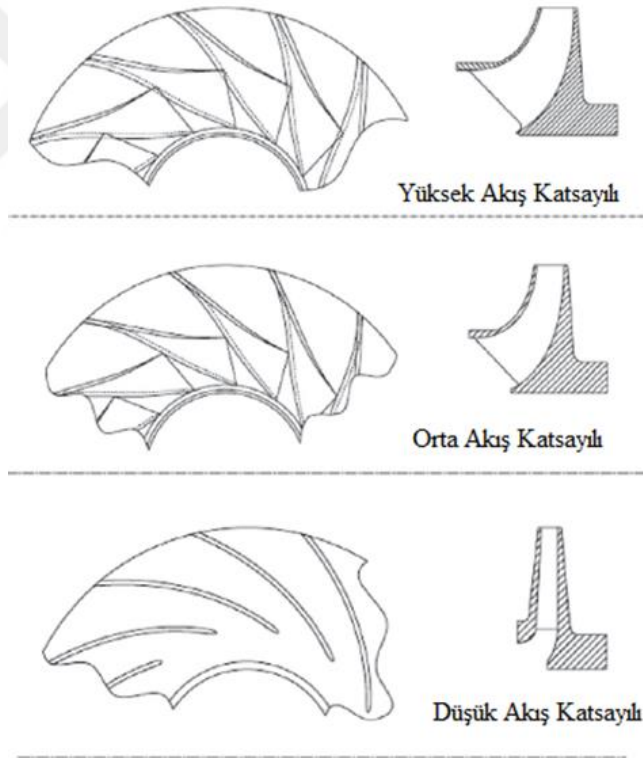


şekil 3.11: Açık ve kapalı arklar [65].

Kapalı veya taçlı çarklarda aksenal labirent contalar kullanılır bunun sebebi ise çark çıkışından girişe kadar sızdırmazlığı sağlamak hem de çarkın arka plakası üzerinde sızıntıyı engellemektir. Birden fazla aşamalı kompresörlerde, içerisindeki hava hacmi her aşamada azalır. Bu nedenle, farklı pozisyonlarda bulunan çarkların farklı akış katsayılarına sahip olması gerekir. şekil 3.12’de kapalı (taçlı) arkların akış yolları ve şekilleri gösterilmiştir. Çok kademeli yapılarda ilk kademedeki çark her zaman en geniş olanıdır çünkü en geniş akış yoluna sahiptir. Bu sebeple en yüksek gerilimli çark ilk kademedeki arktır.



Şekil 3.12: Kapalı (taçlı) çarklar [74].



Şekil 3.13: Yüksek, orta ve düşük akış katsayılı kapalı çarklar [71].

Şekil 3.13’de yüksek, orta ve düşük akış katsayılı kapalı çarkların şekilleri gösterilmiştir. Çok aşamalı kompresörlerin çark kanatlarının ön kenarı genellikle eksenel ve radyal yönlü bükülmelerde, radyal yöne yaklaşık olarak 30 ila 45 derecelik bir açıyla eğimlidir. Hatta bazı durumlarda bu açı 90 dereceye kadar çıkabilir, yani eksenel ve radyal bükülmeden sonra

kanatlar dik konuma gelebilir. Bu eğimli yapı, tamamen mekanik nedenlerden kaynaklanır. Kanadın kökü doğrudan şafta sabitlenemediğinden, ön kenarın eğimli olması gerekir. Yüksek akış katsayılı çarklar, tipik olarak çok aşamalı bir kompresörün giriş kısmında kullanılırlar. Bu çarklar, üç boyutlu kanat şekillerine ve eksenel bir girişe sahiptirler. Akış kanalları geniş ve açıktır. Orta akış katsayılı çarklar ise daha dar akış kanallarına sahip olup, yüksek akış katsayılı çarklardan daha kısadırlar ve genellikle yüksek akışlı çarkların akış yönünde kullanılırlar. Bu çarklar, radyal yöne doğru kıvrımlı ön kenara sahiptirler ve eksenel bir indükleyiciye ihtiyaç duymazlar, ancak yine de üç boyutlu kanat profillerini kullanırlar. Düşük akış katsayılı çarklar ise dar akış kanallarına sahiptirler ve ön kenarları genellikle radyal akış bölgesindedir. Bu çarklar, genellikle eksenel yönde sabit bir kanat profiline sahip iki boyutlu kanatlara sahiptirler. Kapalı yani taçlı çarklar, açık çarklara göre daha düşük hızlarda çalışırlar. Bunun sebebi ise tamamen mekaniksel gerilmelerdir.

Çarkların üretiminde birden fazla yöntem mevcuttur.

- Kanat Frezeleme: Akış kanalları işlenmiş katı göbeğin sayısal kontrol (NC) ile frezelenmesidir. İki boyutlu çarklar üç öteleme eksenini gerektirirler. Üç boyutlu çarklar, S ve R çarkları da takım tezgahı ile iş parçası arasındaki göreceli hareketler için beş eksenli frezeleme gerektirirler.
- Yüksek Sıcaklıkta Vakum Lehimleme: Kapak diski ya yüksek sıcaklıkta vakumla sert lehimlenir ya da kanatlara kaynaklanır. Lehimleme şu anda yaklaşık maksimum 1.000 mm'lik çark çapları için geçerlidir. Lehimleme işlemi otomatiktir ve zaman/sıcaklık kontrollüdür ve akış kanalında herhangi bir tıkanmaya neden olmaz. Aynı zamanda aşırı dar çark genişlikleri için de geçerlidir
- Kapak Diskinin Kaynağı: Kapak diskinin kanatlara kaynağı, elektrotun akış kanalına içten veya dıştan yerleştirilmesiyle sağlanır.
- Ayrı Kanat İmalatı: Kanatlar, genellikle kalıpta dövme veya döküm yoluyla ayrı ayrı üretilebilirler ve daha sonra kapağa ve göbek diski üzerine kaynak yapılabilirler. Bu yöntem genellikle 1.300 mm'den daha büyük çark çapları için kullanılır.
- Döküm Çarklar: Çapı 400 mm'den büyük olan taçlı ve yarı açık çarklarda tek parça kum döküm kullanılmaktadır. Geometri değişikliğine izin vermeyen çok yüksek maliyetli kalıpları vardır.

- Stereolitografi: Çark, CAD verileri tarafından kontrol edilen bir ultraviyole lazer ışınının, ışığa duyarlı bir sentetik reçine banyosunda ince yatay katmanları ardışık olarak sertleştirip dairesel bir kalıp oluşturmaya dayalı olarak elde edilir.
- Perçinli Çarklar: Taç, kanatlara perçinlenmiştir; göbek diski, kanatlar ve kapak diski ise perçinler için ekstenel deliklere sahiptir. Bu yalnızca iki boyutlu kanatlar için geçerlidir. Perçinleme, eski bir birleştirme teknolojisidir.
- Elektroerozyon: Elektroerozyon veya elektrik deşarjlı işleme (EDM), iş parçası ile akış kanalı şeklindeki parçadan malzeme çıkarılmasına dayanır.

Günümüzde beş ekstenel sayısal kontrollü frezeleme işlemi, hassasiyet, dayanıklılık, malzeme bütünlüğü, erozyon ve korozyon direnci açısından en yüksek kalite standartlarını sağlayan bir imalat tekniği olarak kabul edilir.

3.2 Tasarım Noktası ve Tasarım Dışı Nokta

Santrifüj kompresörler, hız üçgenlerinin kanat giriş açılarıyla iyi uyum gösterdiği tasarım kapasite ve hızlarında en yüksek verimli şekilde çalışırlar. Tasarım noktası, kompresör tasarımı sırasında belirlenen ve en verimli çalışma şartlarını temsil eden noktadır. Bu nokta belirli bir akışkan debisi, dönme hızı ve basınç oranı gibi faktörler dikkate alınarak belirlenir. Ancak, bazen çalışma şartları, aşırı yük veya aşırı hız durumlarında ya da düşük yük veya düşük hız durumlarında, yani tasarım dışı koşullarda çalışmayı gerektirebilir. Tasarım noktasından farklı bu çalışma noktalarına tasarım dışı noktalar denir. Kısmi yükte çalışmak kompresörün aerodinamiğinde ciddi dengesizliklere, hatta kompresörün hasar görmesine sebebiyet verebilir. Bu tasarım dışı koşullarda, örneğin farklı debilerde veya farklı dönme hızlarında kompresör performansı ve verimliliği düşer. Bu noktalarda daha düşük verimlilik, daha fazla enerji tüketimi veya diğer olumsuz etkiler meydana gelebilir. Bu tür durumlarda kabul edilebilir bir performans tasarımı sağlamak oldukça önemlidir. Tasarımcılar, kompresörün tasarım noktasında maksimum verimle çalışmasını, tasarım dışı noktalarda ise makul verim sağlamasını hedeflemektedirler.

Tasarım dışı bir performans modeli aşağıdaki unsurları içermelidir:

Çıkışta dengeli olmayan basınç dağılımına karşı çark tepkisinin bir modellemesini içermelidir. Çıkış, difüzör girişindeki radyal ve teğetsel hız ile toplam basıncın çevresel değişimidir.

Düzenli olmayan giriş akışına sahip bir difüzörde eksenel simetrik olmayan akışın hesaplanmasını içermelidir. Çıktı, salyangoz girişindeki hız ve toplam basınç dağılımıdır.

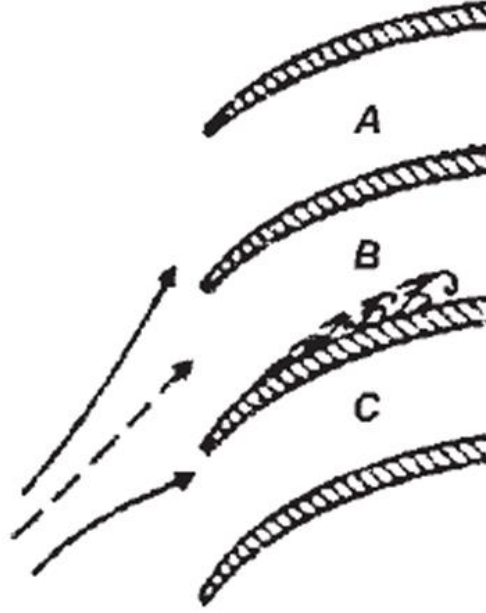
Giriş akışının çevresel değişimini göz önüne alarak salyangozdaki 3 boyutlu akışın tahminini içermelidir. Çıkış, salyangoz giriş veya difüzör çıkışındaki çevresel statik basınç dağılımıdır.

Difüzör çıkışındaki salyangozun uyguladığı basınç dağılımı için çark çıkışındaki çevresel basınç bozulmasının hesaplanmasını içermelidir [70].

Bu ifadeler tasarım dışı performans modeli için gereken temel unsurları kapsamaktadır. Çark tasarımının ve performansının istenilen koşullar dışında nasıl davranacağını daha doğru bir şekilde tahmin etmeye yardımcı olur.

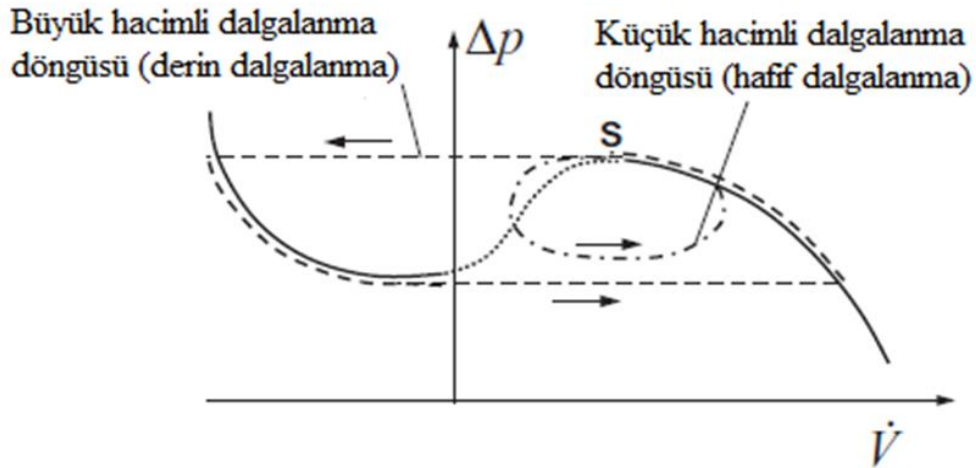
3.2.1 Dalgalanma

Dalgalanma hem basınç artışının hem de tüm sıkıştırma sistemi boyunca kütle akışının salınımını içeren kararsız bir çalışma ortamıdır. Diğer bir deyişle dalgalanma tüm sıkıştırma sisteminin dengesiz bir çalışmasıdır. Kompresördeki kütle akışının periyodik değişimlerinden oluşur ve kompresör çarkında ya da difüzörde meydana gelebilir. Kompresör dalgalanması üzerine hesaplamalı akışkanlar dinamiği teknikleri kullanılmaktadır [76]. Şekil 3.14’de dalgalanma gösterilmiştir. Yaklaşan akıştaki veya kanat profilindeki bazı düzensizliklerin B kanadının durmasına neden olduğu varsayılmaktadır. AB akış yolunun tıkanması nedeniyle hava artık A kanadının üzerine artan bir geliş açısıyla akar. A kanadı daha sonra durur, ancak C kanadı üzerindeki akış artık daha düşük bir orandadır ve C kanadı yerinden çıkabilir. Bu nedenle dalgalanma, kanatlar üzerindeki kaldırma yönünde kademe boyunca geçebilir. Dönme durması, salınımlara yol açarak gaz türbininin diğer parçalarında yorulma arızasına neden olabilir. Dalgalanma hafif dalgalanma ve derin dalgalanma şeklinde olabilir. Hafif dalgalanmada net geri dönüş olmadan tüm akış boyunca küçük genlikli salınımlar oluşurken derin dalgalanmada ise güçlü sistem salınımları meydana gelmektedir.

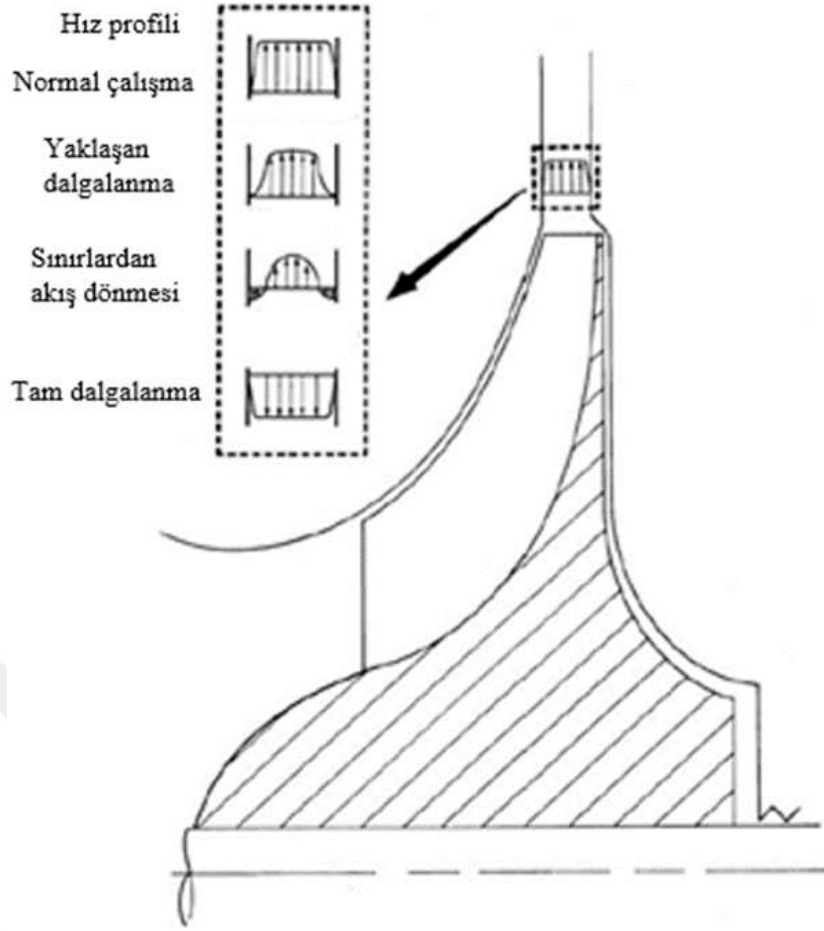


Şekil 3.14: Dalgalanma yayılma mekanizması [72].

Kompresör sürekli sistem basıncına karşı çalışmaya devam ettiğinde çalışma noktası, Şekil 3.15'de gösterildiği gibi yeniden dalgalanma oluşana kadar yukarı doğru hareket eder. Dalgalanma kompresörde ters akışı gerektirecek kadar güçlü olabilir. Kompresör dalgalanması üzerine çalışmalar mevcuttur[77-80]. Şekil 3.16'da sistemin gösterdiği yüksek direnç sebebiyle akış başlangıçta sınır kısımlarında geri dönmeye başlar ancak daha sonra büyüyerek tam dalgalanma gerçekleşir.

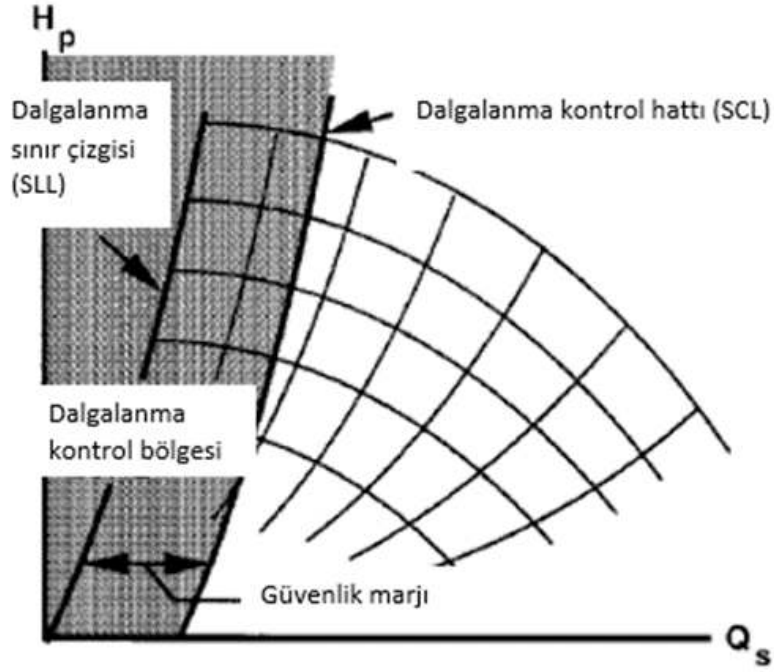


Şekil 3.15: Dalgalanma döngüleri- hafif ve derin dalgalanma [71].



Şekil 3.16: Akış ters dönme oluşumu [81].

Dalgalanma noktası, bir kompresörün kararlı olarak çalışabildiği en düşük sınır noktasıdır. Sabit hızlı bir kompresörde dirençler artarsa çalışma noktası performans eğrisi boyunca sola doğru hareket eder ve sonunda minimum kararlı akış ve maksimum politropik yük noktasıyla karşılaşır. Bu noktanın solu dalgalanmadır ve bu noktaya dalgalanma sınır noktası denir. Tüm bu noktaların konumu Şekil 3.17’de gösterilen dalgalanma sınır çizgisini ifade eder.



Şekil 3.17: Dalgalanma limit çizgisi, dalgalanma kontrol çizgisi ve dalgalanma kontrol bölgesi [65].

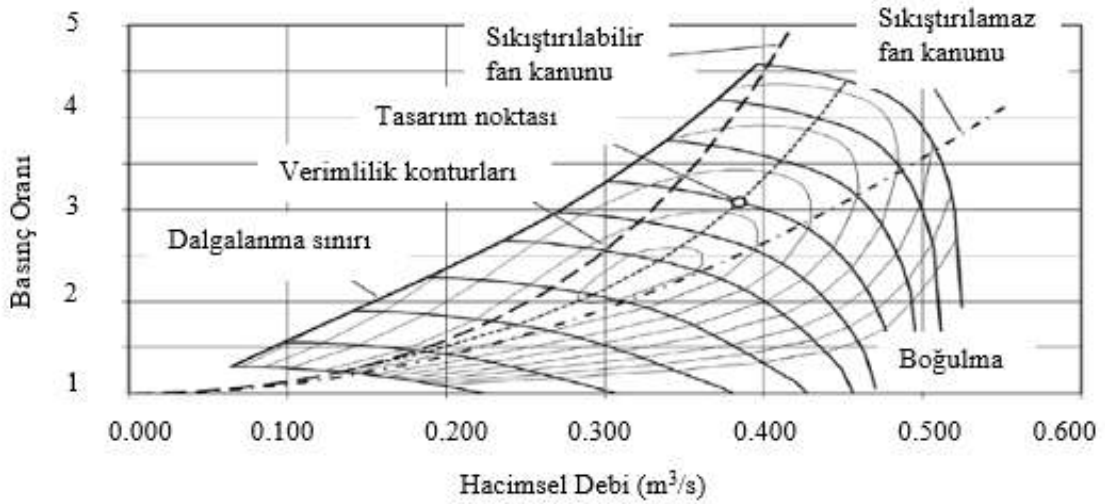
Dalgalanma noktasına ulaşıldığında, daha düşük bir akışta anlık bir denge oluşana kadar kompresördeki akış azalır ve basınç oranı düşer. Sürekli sabit akışın tamamen bozulmasıyla oluşan dalgalanma zamanla akışta büyük dalgalanmalara daha sonra mekanik hasara neden olur. Dalgalanma analizi, giriş ve çıkış kanalı, basınçlı kaplar ve kısma sistemi dahil tüm bileşenlerin modellenmesini gerektirir. Salınımlar, gücü ve eksenel rotor itişini de etkiler ve soğutulmamış bir kompresör durumunda, otomatik bir tetikleme ile durdurulmadığı zaman ise sıcaklık seviyesini sürekli olarak artırır. Basınç oranına bağlı olarak değişiklikler hafif ve sessiz veya aniden şiddetli ve çok gürültülü olabilir. Bu durum da makineyi ve sistemi tehlikeye atabilir. Dalgalanma olayı kompresör kademesinin durmasıyla karşılaştırılmamalıdır. Kompresör tasarımında ve işletmesinde dalgalanma olgusunu önlemek veya en aza indirmek oldukça önemlidir. Bu yüzden kompresörler genellikle dalgalanma hattından bir miktar güvenlik payı ile ayrılmış bir çalışma hattında çalıştırılırlar. Farklı kanatların ve statörlerin aerodinamik yükleme kapasiteleri ve sınır tabakası davranışının tam olarak bilinmemesi, tasarım dışı aşamada kompresördeki akışın kesin tahminini zorlaştırır. Dalgalanma, uygun kontrol stratejileri, doğru yapılandırılmış emniyet valfleri ve optimize edilmiş işletme koşulları gibi önlemlerle engellenebilir.

3.2.2 Boğulma

Sabit emme koşullarında sabit hızda çalışan bir kompresörde sistem direnci azaldıkça, çalışma noktası performans eğrisi boyunca sağa gidecektir. Bu durum, maksimum akış ve minimum politropik yük noktasıyla karşılaşmaya yol açar. Bu noktanın ötesinde sistem direncindeki daha fazla azalma akış hızını artırmayacaktır. Bu noktaya boğulma noktası denmektedir. Bir başka ifadeyle artan kapasitenin basma yüksekliğinde aşırı bir azalmaya yol açtığı durumdur. Bunun nedeni Mach sayısının bire yaklaşmasıdır. Kompresörün yüksek akış hızlarında çalışması performansı üzerinde olumsuzluklara sebep olabilir ve bazen hasar verebilir. Boğulma gerçekleştiğinde boğulan kısımdaki şartlar değişmediği sürece akış hızı artamaz. Tek kademeli radyal kompresörlere zarar vermez ancak çok kademeli radyal ve eksenel kompresörlere hasar verebilir. Eksenel kompresörlerde yüksek akış hızı kanat dalgalanmasına ve kanatta hasar meydana gelmesine sebep olabilir. Bu gibi durumlar için sistem direncini artıracak önleyici sistemler mevcuttur.

3.2.3 Performans haritası

Kompresör performans haritası, bir kompresörün çalışma verimliliğini ve performansını grafiksel olarak gösteren bir araçtır. Bu haritalar genellikle basınç oranı ve kütleli debinin birbirlerine göre ilişkilerini gösterirler. Diğer bir ifadeyle kompresör performans eğrileri, farklı kütleli debilerde çeşitli sabit devir koşullarında kompresör basma yüksekliğinin veya basınç oranının ve verimliliğin değişimini gösteren bir grafikdir. Şekil 3.18’de performans haritası gösterilmiştir. Tepe verim noktasındaki basınç, kütleli debinin yaklaşık olarak karesiyle artar. Böylece düşük hızlı, düşük hacimli akışlarda basınç oranı düşük olur. Şekil 3.18’den de görüldüğü üzere belirli bir hızda kütleli debinin azaltılmasıyla basınç oranı artar ancak tepe basınç artışına yakın kompresör dengesiz hale gelir yani dalgalanma noktasına gelir. Haritanın en solunda dalgalanma çizgisi görülmektedir. Alt sınır kompresördeki dalgalanma olayı tarafından belirlenir [82]. Bu çizginin solunda kompresörün çalışması istenmez çünkü bu bölgede mekanik kanat titreşimleri ve gürültü nedeniyle kompresör dengesiz bir şekilde çalışır ve hasar görebilir. İstenmeyen akış kararsızlığı olayları ve kompresör performans bozulması meydana gelebilir [83]. Her hız çizgisinin sağında boğulma noktaları bulunmaktadır. Boğulma çizgisi kompresörün sabit çalışma hızlarında, akış kanallarının tıkalı olması sebebiyle içeri daha fazla kütle akışı almamaya başladığı noktaların birleşimidir. Turbosarjlar gibi birçok endüstriyel üründe, kompresör kararsızlığı çark durması tarafından domine edilir [84].



Şekil 3.18: Kompresör performans haritası [71].

Bir kompresörün tasarım noktası en yüksek verimliliğe yakın, dalgalanma noktasından ve boğulma noktasından yeterli marjda uzak kararlı bölgede olmalıdır. Hız arttıkça kompresörün çalışma aralığının azaldığına dikkat edilmesi gerekir.

3.3 Ardışık Kanatlı Radyal Kompresör

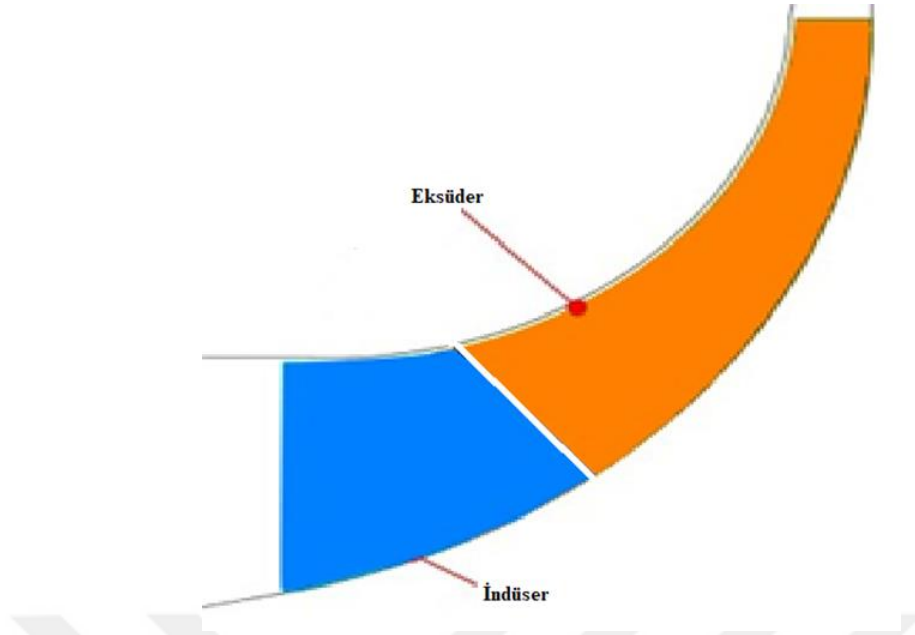
Radyal çarkın dalgalanma noktası ve boğulma noktasını bastırmak ve geciktirmek için muhafaza işlemleri, çark sınır tabakası emme ve basma, hava jet enjeksiyonu, girdap oluşturma ve ayarlanabilir giriş kılavuz kanatlarının uygulanması dahil bir çok aktif ve pasif akış kontrol yöntemleri test edilmiştir. Bu yöntemler kararsızlığı geciktirmede etkili olabilirken, çalışma aralığını genişletmek için her zaman farklı ek yapılara ihtiyaç duymakta ve maddi kayıplara yol açmaktadırlar [85]. Son yıllarda girdap önleyici kanatlar ve dönüş kanal kanatları da araştırılmaktadır [86]. Bu bahsedilen yöntemler bir dereceye kadar uygulanabilirlikten uzaktırlar. Bu sebeple daha pratik ve uygulanabilirliği daha yüksek olan yeni yöntemlere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu yöntemlerden ardışık kanatlı çark tasarımı ekstra hava yapılandırmasına ihtiyaç duymadan ve ekstra yüksek maliyet gerektirmeden çalışma kontrolünü basitleştirebildiği için ilgi çekici hale gelmiştir [53]. “Ardışık kanat” terimi, eksenel olarak yakın seri halinde yerleştirilmiş iki kanat sırasından oluşan ve bu iki kanat sırasının çevresel pozisyonlandırılmasıyla ayarlanabilen bir santrifüj çark anlamına gelir. Şekil 3.19’da ardışık kanatlı çark gösterilmiş olup akışkanın çarka giriş tarafındaki sıralı kanatlara giriş kanadı (indüser) olarak isimlendirilirken çarkı terk ettiği sıralı kanatlara ise çıkış kanadı (eksüder) denir. Ardışık kanatlı çark kullanımı hem bozuk olan akış çıkış

alanını azaltabilirken hem de kanat yüzeyleri üzerinde oluşan sınır tabakaları etkileyebilen bir pasif kontrol yöntemidir.



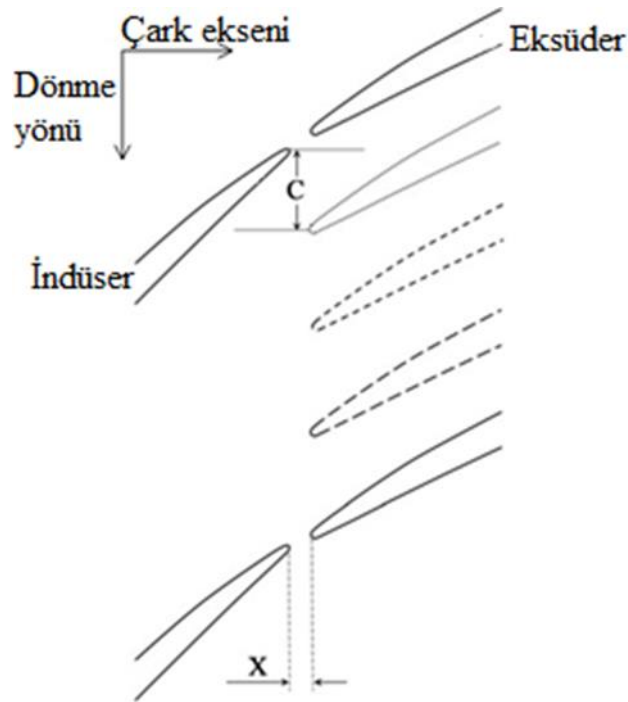
Şekil 3.19: Tipik ardışık kanatlı çark yapısı [44].

Giriş kanadının arka kenarı ile çıkış kanadının ön kenarı birbirinden tamamen ayrılmış iki kanattır. Şekil 3.20’de ardışık kanatlı çarkın meridyonel yol profili gösterilmiştir. Ardışık çark tasarımı süresince meridyonel akış yolu, çark kanat açısı dağılımı, çıkış genişliği ve uç açıklığı gibi temel tasarım parametreleri geleneksel çarklarla aynı şekilde belirlenmektedir. Bununla beraber giriş kanadı arka kenarı ve çıkış kanadı ön kenarında akış kayıplarını önlemek için yerel olarak kalınlık azaltılabilir.



Şekil 3.20: Ardışık kanatlı çarkın meridyonel yol profili.

Daha önce tanımlanan parametrelere ek olarak ardışık kanatlı radyal çarkta iki yeni parametre bulunmaktadır. Bunlardan birincisi indüser ile eksüder arasında bulunan aksenal mesafe (X) olarak tanımlanan parametredir. Diğeri ise indüser ile eksüderin birbirlerine göre olan konumlarıdır ve pozisyonlama olarak adlandırılmaktadır. Şekil 3.21’de ardışık kanatlı çark üzerinde aksenal mesafe ve pozisyonlama (C) tanımlamaları gösterilmektedir.



Şekil 3.21: Ardışık kanatlı çarkta X ve C gösterimi.

Pozisyonlama fraksiyon parametresi λ_s , C'ye göre şöyle tanımlanır;

$$\lambda_s = \frac{c}{(360/N)} \quad (3.1)$$

Burada N çarkın kanat sayısıdır.

3.4 Kompresör Tasarımında Had Kullanımının Ortaya Çıkması

Son 50 yılda bilgisayar performansındaki meydana gelen artış ile beraber tasarımcılar, artan karmaşıklığa ve modellenen sistemlerin dinamiklerinin çok daha iyi sayısal çözünürlüğüne sahip hale gelmişlerdir. Bu gelişmelerden dolayı turbo kompresörlerin tasarımı son 40 yılda muazzam bir dönüşüm geçirmiştir. 1960'larda açıklanan radyal denge denklemleri çoğunlukla elle çözülmekteydi. CFD'nin geliştirilmesi, ticari jet taşımacılığının başlaması ve transonik aerodinamiği anlama gereksinimi doğrultusunda, ilk olarak 1960'larda havacılık uygulamalarıyla başlamıştır. Endüstriyel turbomakine kuruluşlarının çoğu, CFD kullanımına yönelik ilk adımlarını 1970'li ve 1980'li yıllarda atmışlardır. İlk uygulamalarda, kanattan kanata akışlarda kullanılan viskoz olmayan Euler denklemlerinin çözümü için potansiyel akış yöntemleri, akış fonksiyonu yöntemleri ve sonlu elemanlar yöntemleri tercih edilirken, günümüzde uygun bir türbülans modeli ile Reynolds ortalımalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri kullanılarak yapılan kompresörün tüm kademelerinin CFD simülasyonları, aerodinamik tasarım hesaplamalarının temelini oluşturmaktadır [71]. Ayrıca, radyal kompresörün optimizasyonu üzerine CFD analizleri başka bir çalışmada yer almaktadır [87]. Tasarım süreçleri için gereken hesaplama çabası açısından bakıldığında CFD simülasyonları, şu an için tek pratik tasarım tekniğidir. Simülasyonlar sayesinde geniş bir topluluğu analiz etme ve yorumlama yeteneğine sahip hale gelinmiştir. Turbomakine simülasyonları diğer CFD uygulamalarına nazaran özel sınır koşulları ve özel son işlemler de dahil olmak üzere ek özel teknolojiler gerektirirler. Bir tasarımcı CFD'yi tasarım aracı olarak kullanmadan önce hataların kaynağını ve CFD yöntemlerini doğrulamanın önemini anlaması gerekmektedir. CFD'nin başarısıyla birlikte, kompresör geliştirmedeki vurgu, kapsamlı prototip ve model testi içeren deney düzeneklerinden, akış, performans ve mekanik bütünlüğün tahminine yönelik sayısal akış simülasyonlarına kaymış ve tasarım süreçlerinde CFD simülasyonlarının kullanılması ekonomik fayda sağlamış ve CFD, test sürecinde fiziksel donanım üretimine daha az bağımlı olduğu için daha düşük maliyetle daha kısa tasarım döngülerine yol açmıştır.

4. TASARIM YÖNTEMİ

4.1 Genel Bakış

Kompresör aerodinamik tasarımlarını iyileştirmek ve performanslarını artırmak için birçok tasarım optimizasyonu ve sayısal analiz kullanılmıştır [88-92]. Kompresör tasarımlarındaki temel hedef verimliliği artırmanın yanında çalışma aralığını da genişletmektir. Deney setlerini hazırlamak ve testleri gerçekleştirmek günümüzde oldukça zahmetli ve maliyetli olduğu için hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile tasarım süreçleri gerçekleştirilmektedir. Tasarım süreçlerinin başlangıcında, kompresörün ne için kullanılacağı ve hangi performans özelliklerine sahip olması gerektiği ile ilgili durumlarının belirlenmesine ihtiyaç vardır. Basınç oranı, verimlilik, boyutlar, çalışma ortamı ve debi gibi faktörler bunlardan birkaçıdır. Radyal kompresörler, meridyonel kesitlerindeki farklılıklar ve kanat tasarımındaki açılar sebebiyle oldukça karmaşık yapılara sahiptirler. Bu sebeple akış yapısını, türbülans yapısını, üç boyutlu vorteks akış alanlarını anlamak oldukça önem arz etmektedir. Bu çalışmada, tasarım sürecini basitleştirmek ve kısaltmak için bir tasarım yöntemi belirlenmiştir. Bu tasarım yönteminin ilk adımı, istenilen verim, sıkıştırma oranı, giriş sıcaklığı, giriş basıncı ve kütsel debi ilk girdiler olarak dikkate alınıp kanat boyutlandırılması yapılırken ikinci adımda elde edilen sonuçlar doğrultusunda, çark taç çapı, göbek çapı, giriş açısı gibi geometrik özellikleri hesaplanan kanat, ANSYS BladeGen modülüyle üç boyutlu olarak oluşturulmuştur. Bu modül sayesinde kanat kalınlıkları, kanat açıları, uzunlukları, meridyonel yolu, yükseklikleri gibi tasarım parametreleri oldukça hassas bir şekilde değiştirilebilmektedir. Üçüncü adımda, elde edilen üç boyutlu tasarıma uygun çözüm ağı oluşturulur ve ağ bağımsızlığı çalışmaları yapılır. Çözüm ağı bağımsızlığı, ağ boyutunun ve yoğunluğunun analiz sonuçları üzerindeki etkisini değerlendirmek için yapılan bir çalışmadır. Çözüm ağının artması ve azalması ile sonuçların ne kadar değiştiği incelenir. Kritik değişikliklerin meydana gelmediği, yani sonuçların çözüm ağına göre değişmediği noktada durulur ve ağ bağımsızlığı gerçekleşmiş olur. Mümkün olduğunca az sayıda düğüm kullanılarak hesaplama zamanı ve kaynak kullanımının optimize edilmesi istenir. Dördüncü adımda hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirilir. Analizlere başlamadan önce gerekli sınır şartları, türbülans modelleri, analiz tipi, akışkan

özellikleri gibi gerekli koşulların doğru girilmesi önem arz etmektedir. Analiz sonuçları istenilen performansı sağlıyorsa bir sonraki adıma geçilir. Eğer istenilen performansı sağlamıyorsa geometri tasarım kısmına geri dönülerek tasarımda iyileştirmeler yapılır. Hem tasarım noktası hem de tasarım dışı nokta için elde edilen analiz sonuçları uygunsa mekanik analizlere başlanır. Her ne kadar mekanik analizler bu çalışmanın asıl hedefi değilse de kısaca bahsetmenin faydalı olacağı düşünülmektedir. Kompresörlerde gerçekleştirilen mekanik analizler, yapısal bütünlüğün, dayanıklılığın ve performansın değerlendirilmesi amacıyla yapılmaktadırlar. Bu analizler; gerilme analizi, titreşim analizi, termal analiz, yapısal analiz ile bağlantı ve eklem analizleri gibi farklı disiplinleri kapsamaktadır. Gerilme analizi, kompresör parçalarının üzerine etki eden gerilme seviyelerini değerlendirir. Kompresörün çalışma koşullarında maruz kaldığı yüklerin altında malzemenin gerilmeye dayanma yeteneğini kontrol eder. Malzemenin dayanıklılığını belirlemek için önemlidir. Titreşim analizi, kompresör parçalarının titreşim davranışını ve rezonans frekanslarını belirler. Kompresör çalışırken meydana gelecek titreşimler parçaların yorulma ve hasar almasına neden olabilir, bu nedenle titreşim analizi yapılarak bu olay engellenebilir veya azaltılabilir. Termal analiz, kompresörün işletme sırasında maruz kaldığı sıcaklık dağılımını değerlendirmek için yapılan analizdir. Kompresörün işletme sırasında maruz kalacağı yüksek sıcaklık malzeme yorgunluğuna ve deformasyona neden olabilir. Bu sebeple termal analiz sayesinde kompresörün sıcaklık değişikliklerine nasıl tepki vereceği belirlenir. Yapısal analiz, kompresör parçalarının şekilleri ve malzemesi dikkate alınarak gerçekleştirilir. Bu analiz, parçaların aşırı deformasyona uğramadan ve hasar görmeden çalışacağından emin olmak için yapılır. Kanatların çalışma yüklerini taşıyabilmesi yapısal analizin yapılma sebeplerinden biridir. Bağlantı ve eklemler analizi, kompresörün parçaları arasındaki bağlantıların ve eklemlerin dayanıklılığını ve sağlamlığını değerlendirmek için yapılır. Bu analiz, bahsedilen kısımların zorlama veya yıpranmaya dayanıklı olduğundan emin olmak için gerçekleştirilir. Kompresöre uygulanan bu analizler, kompresörün güvenli ve verimli bir şekilde çalışmasını sağlamak için tasarım sürecinin önemli bir parçasını oluşturur. Gerçekleştirilen analizlerin sonuçlarına göre tasarım tekrar gözden geçirilebilir ve gerekli iyileştirmeler yapılabilir. Böylelikle ürünün performansı ve dayanıklılığı artırılabilir.

4.2 Turbomakine Aerotermodinamiği

Bir gazın hareketini incelemek için Lagrange ve Euler olmak üzere iki temel yaklaşım vardır. Lagrange yaklaşımında her bir gaz parçacığının hareketi takip edilerek parçacığın konumu,

hızı, ivmesi ve diğer durum değişkenleri zamana bağlı olarak belirlenir. Bu yaklaşım parçacıkların izlendiği bir referans çerçevesi sunarak parçacıkların hızları ve konumları üzerindeki etkileri hakkında detaylı bilgi sağlar. Euler yaklaşımında ise uzayda ve zamanda belirli bir konumdaki hız, ivme ve diğer akış değişkenleri incelenir. Bu yaklaşımda, sabit noktalarda hareket eden bir gözlemci referans çerçevesi olarak alınır ve bu noktalar boyunca akış değişkenleri analiz edilir. Akışkan özelliklerinin zaman ve uzay boyunca nasıl değiştiğini anlamak için kullanılır. Kısacası Lagrange yaklaşımı parçacıkların davranışını ayrıntılı bir şekilde incelemek için daha uygun olup genellikle akışın içindeki belirli bir parçacığın hareketini anlamak için kullanılır. Diğer taraftan Euler yaklaşımı, genellikle akışın büyük ölçekteki davranışını anlamak ve akış özelliklerini tanımlamak için kullanılır.

Gazın uzayda her noktada büyüklüğü, termodinamik özellikleri ve yönü belirlenmesi ile akışın tam olarak tanımlandığı kabul edilebilir. Turbomakinelerde akışı anlamak için basınç, sıcaklık ve akış tipi arasındaki temel ilişkilerin anlaşılması gerekmektedir. Bu makinelerde ideal akış, gaz ile çevresi arasında ısı transferi olmadığında ve gazın entropisinin değişmeden kaldığı durumlarda mümkün olmaktadır. Bu tip akış, tersinir adyabatik akış olarak tanımlanmaktadır ve bu tanımlamanın anlaşılabilmesi için basıncın ve sıcaklığın toplam ve statik koşullarının yanı sıra ideal gaz kavramının da bilinmesi gerekmektedir.

4.2.1 İdeal gaz

Bir gazın durumunun termal denklemi, denge durumunda basınç, p , özgül hacim, v ve sıcaklık, T durum değişkenleri arasındaki fonksiyonel ilişkiyi tanımlar. 1662'de Robert Boyle, sabit sıcaklıkta tutulan basit bir gazın hacminin basınçla ters orantılı olduğunu keşfetti (Boyle yasası).

$$P_1 v_1 = P_2 v_2, \quad T = \text{sabit} \quad (4.1)$$

1787'de Jacques Charles, sabit basınçtaki basit bir gazın hacminin, mutlak sıcaklığıyla doğru orantılı olduğunu buldu (Charles yasası). Bu etki, gazın içindeki moleküllerin sıcaklıkla artan kinetik enerjisinden kaynaklanır ve sabit basınçta hacim artışına neden olur.

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}, \quad P = \text{sabit} \quad (4.2)$$

Boyle ve Charles yasalarının birleşimi ideal bir gazın hal denkleminin en basit ve en iyi bilinen ifadesini verir:

$$pv = RT, \quad (4.3)$$

burada R, spesifik gaz sabiti olarak bilinen bir orantı sabitidir. Molekül ağırlığı M_w olan bir gaz için R, evrensel gaz sabiti R_m 'den şu şekilde belirlenir:

$$R = R_m/M_w, \quad R_m = 8.31447 \left(\frac{kJ}{kmolK} \right) \quad (4.4)$$

İdeal gaz yasasına tam olarak uyan hiçbir gaz yoktur, ancak bu, gazların düşük basınçtaki gerçek davranışına çok iyi bir yaklaşımdır. Bu yasadan sapmalar, yüksek basınçlarda ve düşük sıcaklıklarda, özellikle de gazın kritik noktaya veya doymuş buhar hattına yakın olduğu durumlarda önemli hale gelir.

Mükemmel bir gazın kalorik durum denklemi şunu gösterir:

$$h = c_p T, \quad (4.5)$$

$$u = c_v T, \quad (4.6)$$

$$c_p - c_v = R, \quad (4.7)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \text{sabit}. \quad (4.8)$$

γ özgül ısıların oranı için kullanılır.

Mükemmel gaz kanunları geçerli olmadığında gaz sıkıştırılabilirlik faktörü Z tanımlanabilir:

$$Z(P, T) = PV/RT \quad (4.9)$$

Şekil 4.1 sıkıştırılabilirlik faktörü ile basınç ve sıcaklık arasındaki ilişkiyi indirgenmiş basınç ve sıcaklık cinsinden ifade ederek gösterir.

$$P_r = P/P_c, \quad (4.10)$$

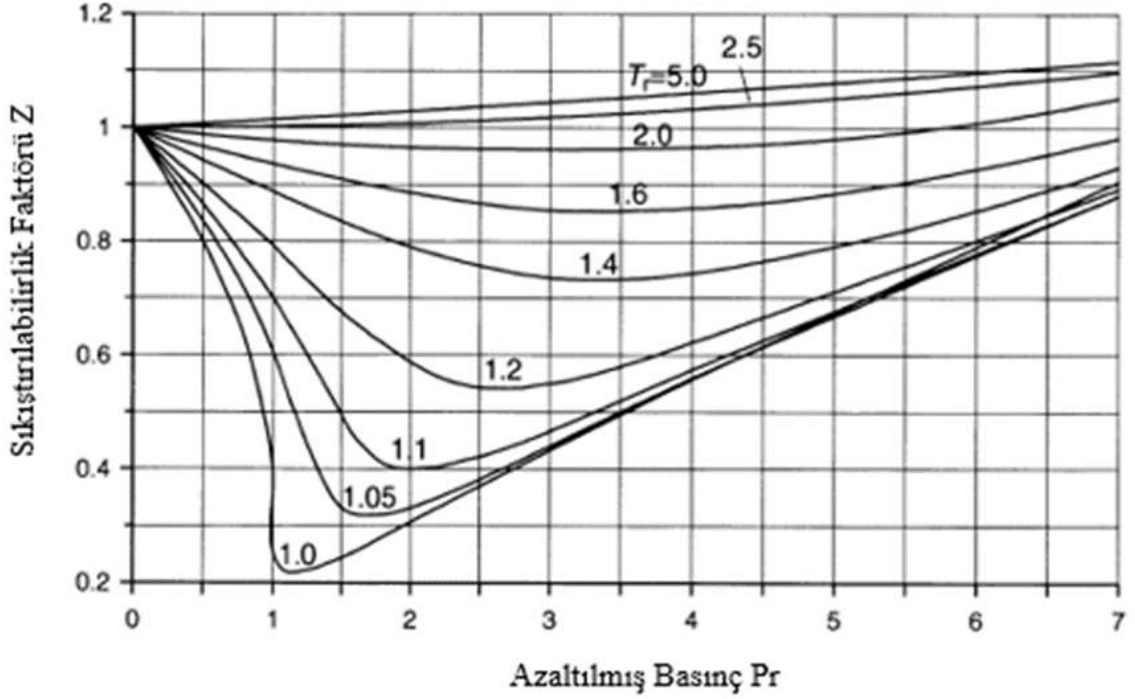
$$T_r = T/T_c \quad (4.11)$$

P_c ve T_c , gazın kritik noktadaki basıncı ve sıcaklığıdır.

Statik basınç, hareket eden akışkanın basıncı olup bir gazın statik basıncı her yönde aynı ve skaler bir nokta fonksiyonudur. Toplam basınç, tersinir adyabatik bir şekilde duran gazın basıncıdır. Toplam ve statik basınç arasındaki ilişki aşağıdaki şekilde verilmiştir:

$$P_t = P_s + \rho v^2/2 \quad (4.12)$$

Burada $\rho v^2/2$ ifadesi hareketli gazın hızını gösteren dinamik basınç yüküdür.



Şekil 4.1: Genelleştirilmiş sıkıştırılabilirlik faktörü ile indirgenmiş basınç ve sıcaklık ilişkisi [93].

Akan gazın sıcaklığı olarak tanımlanan statik sıcaklık, akışkan moleküllerinin rastgele hareketi nedeniyle yükselir. Toplam sıcaklık ise gazın hızı tersinir adyabatik bir şekilde durdurulduğunda meydana gelen sıcaklık artışı olup toplam sıcaklık ile statik sıcaklık arasındaki ilişki şu şekilde verilebilir:

$$T_t = T_s + V^2/2c_p \quad (4.13)$$

4.2.2 Sıkıştırılabilirlik etkisi

Yüksek Mach sayılı makinelerde sıkıştırılabilirliğin etkisi önemlidir. Mach sayısı, belirli bir $M=V/a$ sıcaklığında bir gazın hızının akustik hızına oranıdır. Akustik hız, entropi sabit tutulursa, gazın yoğunluğuna göre basıncındaki değişim oranı olarak tanımlanır:

$$a^2 = (\partial P / \partial \rho)_{s=\text{SABİT}} \quad (4.14)$$

Sıkıştırılabilir bir akışkanın bağıl hızı, akışkan içindeki ses hızına ulaşırsa, akışın ayrılması aşırı basınç kayıplarına neden olur. Difüzyon zor bir süreçtir ve akışın yüzeyden kopma eğilimi her zaman vardır, bu da girdap oluşumuna ve basınç artışının azalmasına neden olur. Bu sorunu azaltmak için akışta belirli noktalarda Mach sayısının kontrol edilmesi gerekmektedir. Mach sayısının değeri şok dalgalarının oluştuğu değeri aşamaz. Çark girişindeki göreceli Mach sayısı birden az olmalıdır. Şekil 4.2a'da gösterildiği gibi, çarkın

kavisli kısmının dışbükey yüzünden havanın kopması ve dolayısıyla bu noktadaki Mach sayısının çok önemli hale gelmesiyle bir şok dalgası meydana gelebilir.

Girişteki göreceli Mach sayısı;

$$M_1 = V_1 / \sqrt{\gamma R T_1} \quad (4.15)$$

Burada T_1 girişteki statik sıcaklığı ifade etmektedir. Statik sıcaklığın değerinin ölçümünün zor olmasından dolayı statik ve toplam sıcaklık arasındaki ilişki kullanılarak statik sıcaklık değeri hesaplanır.

$$\frac{T_t}{T_s} = 1 + \frac{V^2}{2c_p T_s} \quad (4.16)$$

Burada c_p özgül ısı sabit hacimde denklem 4.13'deki gibi yazılabilir.

$$c_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad (4.17)$$

Burada γ özgül ısıların oranıdır.

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.18)$$

4.17 ve 4.18 denklemlerini birleştirecek olursak:

$$\frac{T_t}{T_s} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (4.19)$$

Toplam ve statik koşullar arasındaki ilişki izentropiktir; Öyleyse

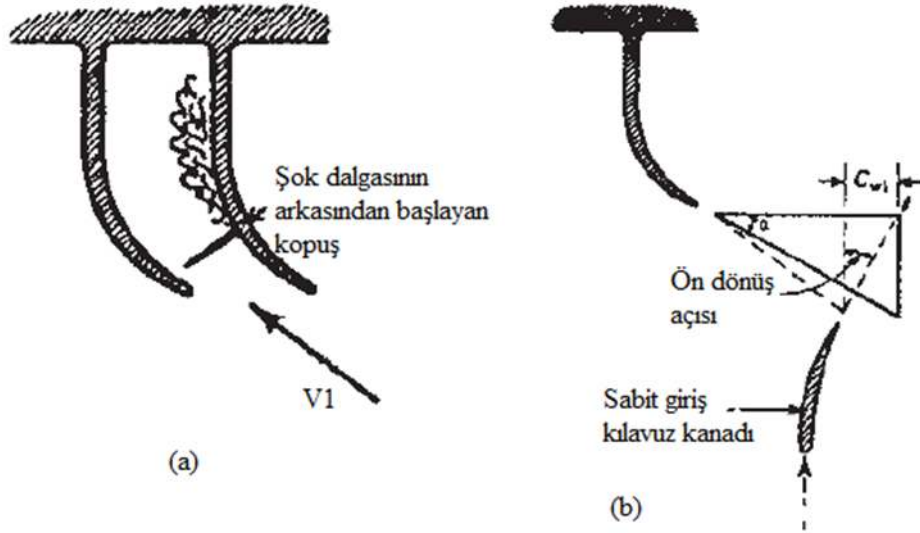
$$\frac{T_t}{T_s} = \left(\frac{P_t}{P_s} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \quad (4.20)$$

ve toplam basınç ile statik basınç arasındaki ilişki denklem 4.16'daki gibi yazılabilir.

$$\frac{P_t}{P_s} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (4.21)$$

Toplam ve statik basınçlar ölçülerek, Denklem 4.21 kullanımıyla Mach sayısı hesaplanabilmektedir. Ayrıca, Denklem 4.19 aracılığıyla toplam sıcaklık ölçülebildiği için statik sıcaklık da hesaplanabilir. Son olarak, Mach sayısının tanımından yararlanılarak gaz akış hızını belirlemek mümkündür.

Mach sayısını azaltmak amacıyla ön girdap devreye sokulabilmektedir. Ön girdap, çarkın önündeki bir dizi sabit giriş kılavuz kanadı tarafından oluşturulmaktadır. Şekil 4.2b'de, gösterildiği gibi, noktalı üçgenle ifade edilen bağıl hız azalır. Ancak, ön girdabın bariz bir dezavantajı, çalışma kapasitesinde bir miktar düşüşe neden olmasıdır.



Şekil 4.2: a) Şok dalgasının arkasından başlayan kopma ve b) Sıkıştırılabilirlik etkileri [72].

4.3 Aerothermal Denklemler

Gaz akışı süreklilik denklemi, momentum denklemi ve enerji denklemi olmak üzere üç temel aerothermal denklemle tanımlanır.

4.3.1 Süreklilik denklemi

Süreklilik denklemi, bir kontrol hacmi boyunca uygulanan kütle korunumu denklemidir. Bir turbomakinede sürekli akış için $\dot{m}$ sabit kalır. A_1 ve A_2 bir geçit boyunca sırasıyla kesit 1 ve 2'deki akış alanları ise, süreklilik denklemi şu şekilde ifade edilir:

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 C_1 = \rho_2 A_2 C_2 = \text{sabit} \quad (4.22)$$

Burada ρ_1 kesit 1'deki yoğunluk, ρ_2 kesit 2'deki yoğunluk, C_1 kesit 1'deki hız ve C_2 kesit 2'deki hızdır.

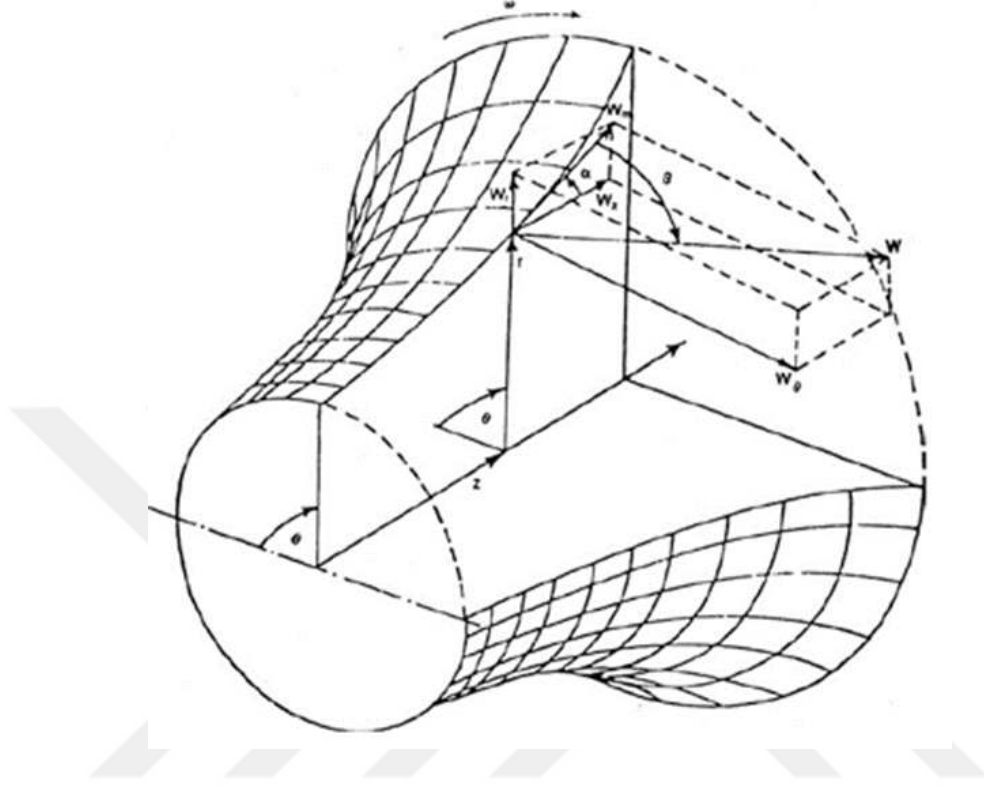
Denklem 4.22 diferansiyel formda aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} + \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (4.23)$$

4.3.2 Momentum denklemi

Momentum denklemi, bir akışkanın hareketini tanımlayan temel bir prensiptir. Bu denklem, bir akışkanla birlikte hareket eden bir hacmin momentumundaki değişimin, akışkan üzerindeki yüzey kuvvetlerine ve dış kuvvetlere eşit olduğunu ifade eder. Şekil 4.3

genelleştirilmiş bir turbomakinedeki hız bileşenlerini göstermektedir. Şekilde de gösterildiği gibi bir turbomakinedeki hız bileşenleri ile ilgili vektörler genellikle eksenel (V_a), teğetsel (V_θ) ve radyal (V_m) olmak üzere üç bileşene ayrılır.



Şekil 4.3: Kompresör rotor akışındaki hız vektörleri [81].

Eksenel hız, akışın doğrultusuna paralel olan hız olup basınç yatağı tarafından karşılanan eksenel kuvvete yol açar. Radyal hız, akışın merkezine doğru veya uzaklaşma yönünde olan hızdır ve radyal yatak tarafından karşılanır. Hızın teğetsel bileşeni ise, dönme hareketine karşı olan hız bileşeni olup açısal momentumun değişimine neden olur. Sisteme momentumun korunumu ilkesi uygulandığında, turbomakinelerdeki hız bileşenlerindeki değişikliklerin neden olduğu momentum değişimi, çark üzerinde etkiyen tüm kuvvetlerin toplamına eşit olur ve bu toplam kuvvet, çarkın net torkunu temsil eder. Örneğin, bir sıvı kütlesi r_1 yarıçapında $V_{\theta 1}$ başlangıç hızıyla turbomakineye girmekte ve r_2 yarıçapında $V_{\theta 2}$ teğet hızıyla çıktığı kabul edilip ve çarkta kütleli debinin değişmediği dikkate alınırsa, akışkanın çıkış hızındaki değişimin çark üzerinde meydana getirdiği tork Denklem 4.24 ile ifade edilir.

$$\tau = \dot{m}(r_1 V_{\theta 1} - r_2 V_{\theta 2}) \quad (4.24)$$

Enerji transferindeki değişim oranı, tork ve açısal hızın (ω) çarpımıdır.

$$\tau\omega = \dot{m}(r_1\omega V_{\theta 1} - r_2\omega V_{\theta 2}) \quad (4.25)$$

Böylece toplam enerji transferi şu şekilde yazılabilir:

$$E = \dot{m}(U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2}) \quad (4.26)$$

Burada U_1 ve U_2 sırasıyla çarkın lineer hızlarıdır. Enerji denklemini birim kütle başına ifade etmek istersek;

$$H = (U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2}) \quad (4.27)$$

Burada H , birim kütle başına enerji transferi veya akışkan basıncı başına düşen enerji aktarımıdır. Denklem 4.27'ye Euler türbin denklemi de denmektedir.

Hareket denklemi, bazı temel tasarım bileşenlerini anlamak için başka biçimlere dönüştürülebilir. Turbomakinelerdeki akışı anlamak için mutlak ve bağıl hız kavramları oldukça önemlidir. Mutlak hız (V yada c), sabit bir referans noktasına göre akışkanın hızını ifade eder. Bu referans noktası genellikle sabit bir koordinat sistemi olarak düşünülür. Diğer taraftan bağıl hız (W), akışkanın çarka göre hızını ifade eder. Yani çark kanadına göre akışkanın hızını temsil eder. Bağıl hız, akışkanın çarka göre hareket ettiği referans noktasına göre ölçülür. Turbomakinelerde akışı anlamak için, genellikle akışkanın mutlak ve bağıl hız bileşenleri incelenir. Çark kanadına giren hava, bir bağıl hız bileşeni ve sabit kanatlara paralel bir mutlak hız bileşeni ile karakterize edilir. Böylelikle akışkanın hızının nasıl değiştiğinin anlaşılmaya yardımcı olur.

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad (4.28)$$

Burada mutlak hız (V), bağıl hız (W) ile doğrusal rotor hızının (U) cebirsel toplamıdır. Mutlak hız, radyal veya meridyensel hız V_m ve teğetsel bileşen V_θ olmak üzere bileşenlerine ayrılabilir. Şekil 4.4'den aşağıdaki ilişkiler elde edilir:

$$V_1^2 = V_{\theta 1}^2 + V_{m1}^2 \quad (4.29)$$

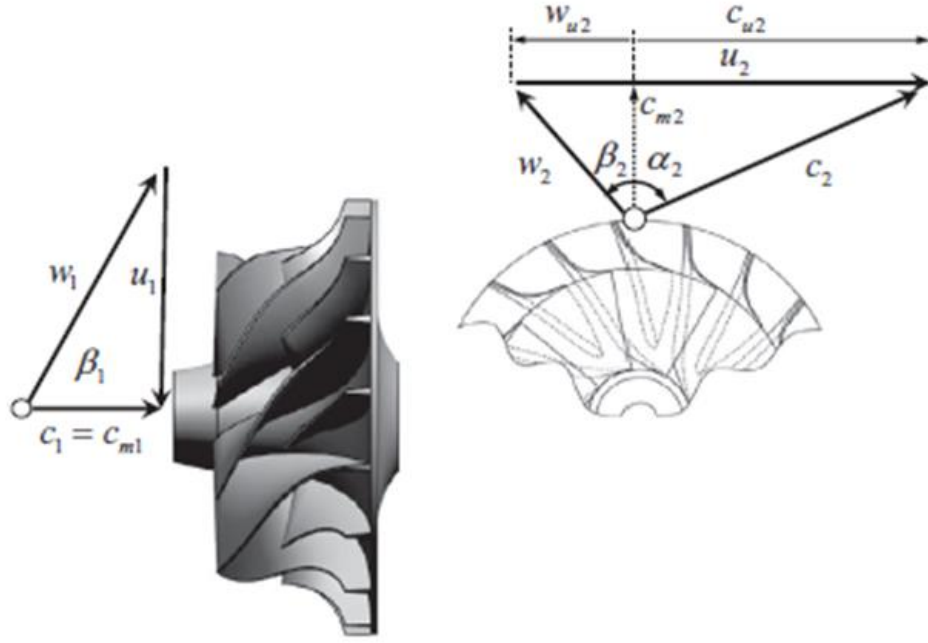
$$V_2^2 = V_{\theta 2}^2 + V_{m2}^2 \quad (4.30)$$

$$W_1^2 = (U_1 - V_{\theta 1})^2 + V_{m1}^2 \quad (4.31)$$

$$W_2^2 = (U_2 - V_{\theta 2})^2 + V_{m2}^2 \quad (4.32)$$

Bu eşitliklerin Euler türbin denklemine yerleştirilmesiyle aşağıdaki ilişki elde edilir:

$$H = \frac{1}{2}[(V_1^2 - V_2^2) + (U_1^2 - U_2^2) + (W_1^2 - W_2^2)] \quad (4.33)$$



Şekil 4.4: Radyal kompresör için hız üçgenleri [71].

4.3.3 Enerji denklemi

Enerji denklemi, enerjinin korunumu yasasının matematiksel formülasyonudur. Bir akışkanın hareket eden hacmine enerji giriş hızı, bu hacmin içindeki akışkanın çevreye yaptığı iş hızı ve hareketli akışkanın içindeki enerjinin artış hızı ile dengelidir. Hareketli bir akışkanın enerjisi, birkaç farklı enerji türünden oluşur. Bunlar iç enerji, akış enerjisi, kinetik enerji ve potansiyel enerjidir. İç enerji, akışkanın moleküllerinin termal hareketinden kaynaklanan enerji miktarını ifade eder. Akış enerjisi, akışkanın hızı ve basıncı nedeniyle taşıdığı enerji miktarını ifade eder. Kinetik enerji, akışkanın hareketi nedeniyle sahip olduğu enerji miktarıdır. Potansiyel enerji, akışkanın yükseklik veya diğer konumsal faktörler nedeniyle sahip olduğu potansiyel enerji miktarıdır. Bu enerji formları, akışkanın içindeki enerjinin farklı kaynaklarını temsil eder ve akışkanın enerji dengesini anlamak için önemlidir.

$$\varepsilon_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + Q_{12} = \varepsilon_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + W_{12} \quad (4.34)$$

Burada Q ısı salınımı, W iştir. İç enerji ve akış enerjisinin toplamını entalpi olarak yazıp ve enerji ve momentum denklemlerini birleştirip yazarsak Denklem 4.35 elde edilir.

$$(h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g}\right) + (Z_1 - Z_2) = \frac{1}{g} [U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2}] \quad (4.35)$$

Burada h entalpiyi ifade etmektedir. Potansiyel enerji değişiminin olmadığını, gazın termal olarak mükemmel olduğunu varsayarsak;

$$(T_1 - T_2) = \frac{1}{c_{pg}} [U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2}] \quad (4.36)$$

İzentropik akış için;

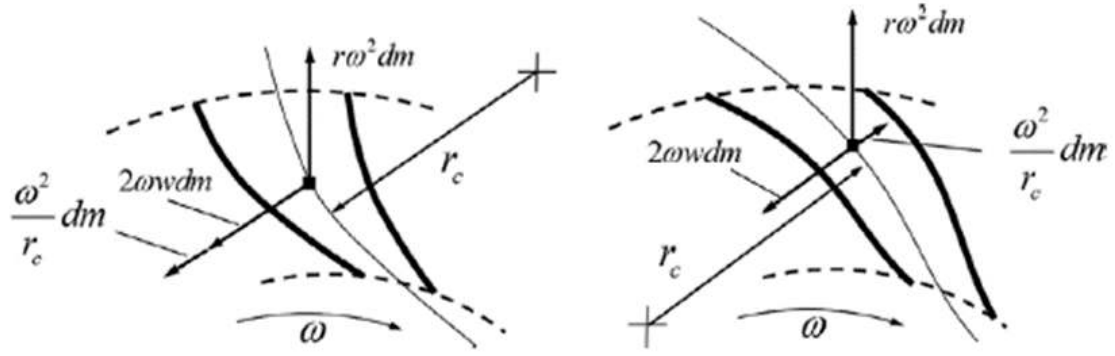
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.37)$$

Denklem 4.36 ve 4.37'yi birleştirirsek;

$$T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] = \frac{1}{c_{pg}} [U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2}] \quad (4.38)$$

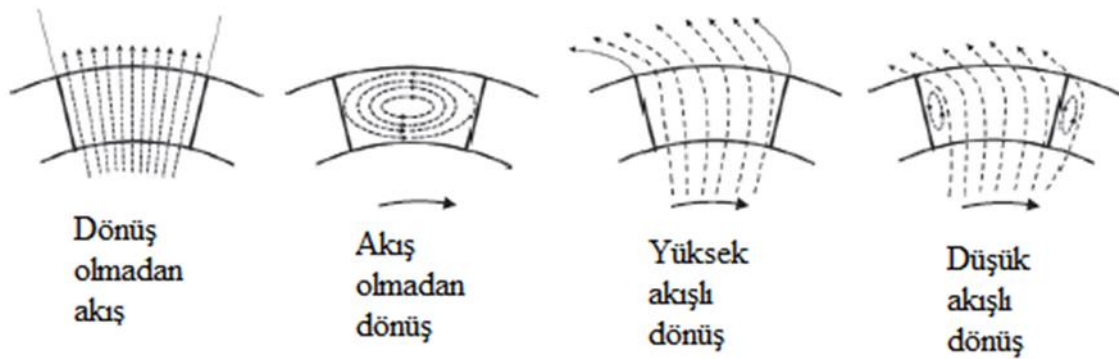
4.4 Coriolis ve Radyal Kuvvetler

Radyal kompresör çarkının analizinde, akışı göreceli koordinat sisteminde düşünmek uygundur. Yer çekimi kuvvetlerinin ihmal edildiği durumda, mutlak koordinat sisteminde akışkanın hareketine basınç kuvvetleri ve viskoz kuvvetleri etkimektedir. Ancak, göreceli bir koordinat sisteminde, hareketin görüldüğü referans çerçevesinin dönmesi nedeniyle, iki gerçek kuvvetin yanı sıra iki hayali kuvvet de hesaba katılmalıdır. Merkezkaç Kuvveti, referans çerçevesinin dönmesi nedeniyle, bir nesnenin görünen kütlesi etrafında dönme eğilimindeki kuvvettir. Bu kuvvet, hareket eden bir akışkanın dönme eylemine karşı hareket etme eğilimindedir. Coriolis Kuvveti, referans çerçevesinin dönmesi nedeniyle, bir nesnenin görünen hızının değişen yönlerinde ortaya çıkan kuvvettir. Bu kuvvet, akışkanın dönme eylemi nedeniyle ortaya çıkar ve akışkanın hareketine yön verir. Mutlak koordinat sistemindeki, basınç gradyanı kuvvetlerini ve viskoz kuvvetlerini doğrudan ivmeye eşitler. Coriolis, dönen sistemde merkezkaç ve coriolis kuvvetlerinin kuvvetler dengesine dahil edilmesi gerektiğini bulmuştur. Aksi takdirde, akışın sabit bir gözlemci için Newton'un hareket yasalarına göre hareket etmiyormuş gibi gözükeceğini ifade etmiştir. Dönen bir referans çerçevesinde merkezkaç kuvveti radyal yönde etki eder, Coriolis kuvveti ise hem bağlı hız yönünde hem de dönme eksenine normal etki eder. Şekil 4.5'de çarkın radyal kısmındaki bir akışkan elemanına etki eden Coriolis ve merkezkaç kuvvetleri gösterilmiştir.



Şekil 4.5: Akışkan elemanına etki eden kuvvetler: (solda) az miktarda geriye eğimli kanat; (sağda) daha yüksek geriye eğimli kanat [71].

Radyal kompresör çarkının radyal kısmındaki kanattan kanada yükleme üzerinde hiçbir etkisinin olmadığı önemli bir anlayıştır. Bunun sebebi olarak Coriolis kuvvetleri gösterilmektedir. Çarkların arka kenar yakınlığında Şekil 4.6'da gösterildiği gibi, Coriolis kuvvetlerine karşı koymak için kanat kavislendirilmesi mümkündür ancak diğer mekanik hususlar bu kavislendirmeyi sınırlandırmaktadır.



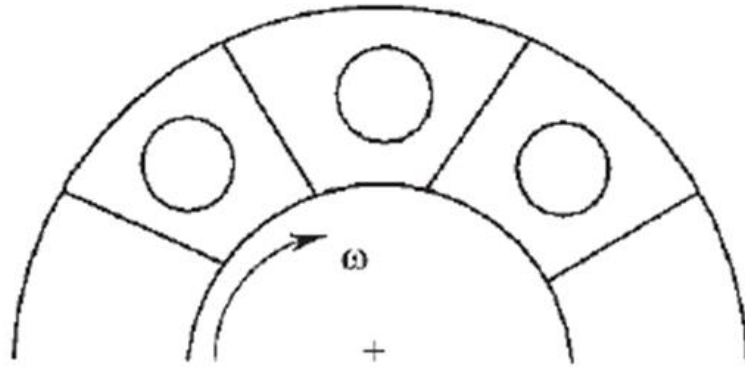
Şekil 4.6: Göreceli sistemde akış ve dönüş kombinasyonu [71].

Bu iki hayali kuvvet, akışkanın göreceli koordinat sistemindeki hareketini hesaba katmak için gereklidir. Yerçekimi kuvvetleri ihmal edildiğinde, basınç ve viskoz kuvvetlerle birlikte bu hayali kuvvetler de akışkan hareketini kontrol etmek için önemli bir yere sahiptir. Özellikle dönen referans çerçevelerinde akışkan dinamiğini anlamak için gereklidir.

4.4.1 Bağlı girdap (Eddy)

Şekil 4.6'da radyal kanatlı bir çarka Coriolis kuvvetlerinin etkisi gösterilmektedir. Çark kanatları içindeki akış, kanatlar arasındaki kanal boyunca sabit bir hıza sahip olan bir geçiş

akışının ve kanatlar arasında çark dönüşüne ters yönde dairesel bir girdap (eddy) hareketinin bir kombinasyonu olarak düşünülebilir. Soldaki çizimler, dönme olmayan tamamen radyal akışa sahip bir kanat geçidinde beklenen akışı ve dönüş sırasında geçiş akışı olmayan akışı, yani kapatma koşulunu göstermektedir. Kanatların arasında sadece dönme ile oluşan girdap benzeri akış bağıl girdap olarak bilinir ve kapatma koşulunda çark çıkışındaki akış çarka göre geriye doğru kayar. Bu iki farklı akış modelinin kombinasyonu, sağdaki çizimlerde gösterildiği gibi çıkışta kanatların yönünü takip etmediği bir akışa yol açar. Akışın bu özelliği, çark tarafından gerçekleştirilen işin belirlenmesinde önemli bir unsurdur ve az kanat sayısı olması durumunda daha sık görülür. Bağıl girdaplar, özellikle akışın dönme hareketi nedeniyle, bir çarkın etrafında veya kanatlar arasında dönme eğilimindeki türbülans yapılarıdır. Bu türbülanslar, akışkanın enerji ve verimlilik kaybına neden olabilirler. Dolayısıyla, turbomakinelerin tasarımında ve performans analizlerinde bağıl girdap etkilerinin dikkate alınması önemlidir. Şekil 4.7’de çark kanadında ki bağıl girdap şekli gösterilmiştir.



Şekil 4.7: Çark kanadındaki bağıl girdap [72].

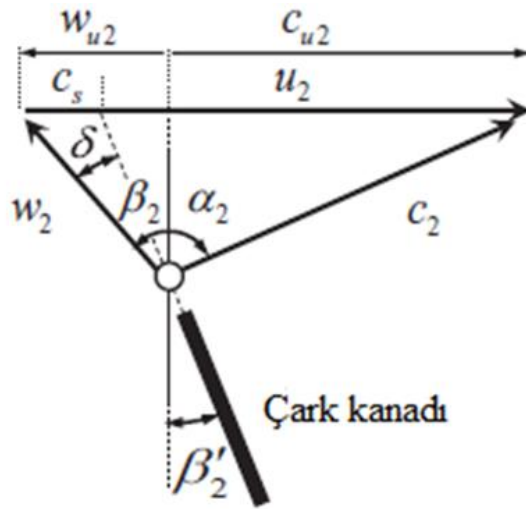
4.4.2 Radyal kompresörde kayma hızı

İdeal sürtünmesiz koşullar altında bile, kanattan çıkan akış kanatlar tarafından mükemmel bir şekilde yönlendirilmemekte ve kanat yönünden sapması nedeniyle üretilen işin azalmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle akışın çıkışta tam olarak kanat yönünü takip edeceği, sürtünmesiz ve sıfır kalınlığa sahip sonsuz sayıda çok kanatlı olması hali en ideal durum olacaktır. Radyal çarklarda çıkış açısı ile kanat açısı arasındaki sapma Şekil 4.8’deki hız üçgeninde gösterildiği gibi, kayma hızı adı verilen bir hız kullanılarak en iyi şekilde modellenir. Kayma çarktaki kayıplarla ilgili değildir ancak kanat emme yüzeyindeki akış ayrılmasından dolayı artabilir. Kanat çıkış açısı neredeyse her zaman gerekli gaz çıkış açısını

verecek şekilde değiştirilebildiğinden, sapma açısını veya kayma hızını en aza indirmenin genellikle hiçbir esaslı avantajı yoktur. Radyal bir çark için çark çıkış akış açısı ile kanat açısı ve kayma hızı arasındaki sapmaya ilişkin denklem, hız üçgeninden şu şekilde türetilir:

$$\delta = \beta_2 - \tan^{-1}\left(\tan\beta_2 - \frac{c_s/u_2}{c_m/u_2}\right) \quad (4.39)$$

Burada geri eğimli çark için $\beta_2 = -30^\circ$, kayma faktörü $c_s/u_2 = 0.1$ ve çıkıştaki akış katsayısı $c_m/u_2 = 0.3$, sapma açısı $\delta = 12.3^\circ$, akışın alttan dönmesine yol açar ve çıkış akış açısı $\beta_2 = -42.3^\circ$.



Şekil 4.8: Kayma hızını gösteren bir çarkın çıkış hız üçgeni, c_s [71].

Kayma miktarı için birden fazla yol vardır. Traupel kaymayı işi azaltan bir faktör olarak ele almakta ve kayma faktörünü, kaymaya yol açan kaymalı ve kaymasız işin oranı olarak ifade etmektedir.

$$\sigma = \frac{(c_{u2}u_2)_{kayma}}{(c_{u2}u_2)_{kaymama}} = 1 - \frac{(c_k)_{kayma}}{(c_{u2})_{kaymama}} \quad (4.40)$$

Kaymanın göreceli çerçevede olduğu dikkate alındığında, bunu hızın mutlak girdap bileşeniyle karşılaştırmak uygunsuz olmaktadır. Wiesner, bu konuya uygun olarak çark çıkışındaki kanat hızına göre bir kayma faktörü tanımlar.

$$\sigma = 1 - \frac{c_s}{u_2} \quad (4.41)$$

Geriye eğimli olmayan radyal kanat için $\beta_2 = 0^\circ$, iki tanımda aynı sonuca ulaştırır ancak geriye eğimli kanatta farklı olur. Wiesner kayma faktörünün tipik değeri 0.9'a yakındır. Hız

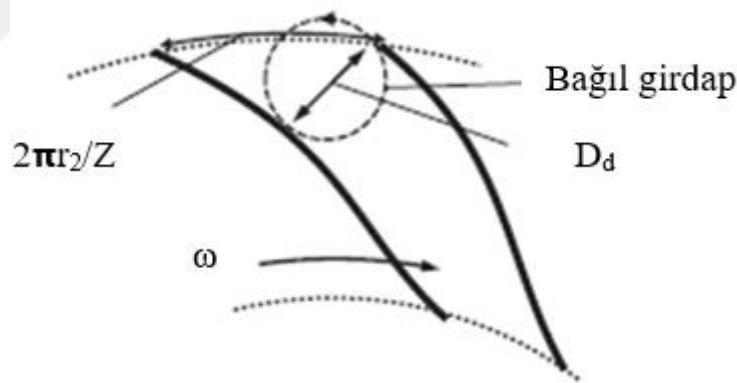
üçgeninin iş transferinde ilgilenilen kısmının çıkıştaki mutlak akıştaki girdap bileşeni (c_{u2}) olmasından kaynaklı kayma hızında oluşacak %10'luk bir değişiklik kayma faktöründe %1'lik bir değişikliğe yol açacaktır. Bu gereksiz karışıklığın üstesinden gelmek için kayma faktörü burada doğrudan boyutsuz kayma hızı veya basitçe kayma olarak aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\sigma = c_s/u_2 \quad (4.42)$$

Göreceli olarak basit olan kayma kavramı ilk olarak Stodola tarafından tanımlanmıştır. Stodola analizi Şekil 4.6'daki gibi kanat kanalı içindeki göreceli girdabın, çark çıkışında hareket yönünün tersine olan w_s bağlı hızının ek bir çevresel bileşenine yol açmasını dikkate alır. Kayma hızının çark çıkışındaki ilgili girdabın ortalama hızı olduğu varsayılır ve şu şekilde verilir.

$$c_s = w_s = \omega D_d/2 \quad (4.43)$$

Burada ω pervanenin dönme hızıdır ve D_d , Şekil 4.9'da gösterildiği gibi, emme tarafı arka kenarı ile bitişik kanadın basınç yüzeyi arasındaki mesafe olan kanat boşaltma dairesinin çapıdır.



Şekil 4.9: Çark çıkışındaki bağlı girdap [71].

Burada Z çark çıkışındaki kanat sayısıdır. Günümüzde kayma hızı en iyi şekilde üç boyutlu HAD yöntemleri kullanılarak hesaplanmaktadır. Ancak ön tasarım hesaplamaları esnasında kayma hızını tahmin etmek için Wiesner korelasyonu daha çok tercih edilmektedir. Bu boyutsuz kayma hızı, Wiesner'in deneysel ve teorik analizine dayanmaktadır.

$$\frac{c_s}{u_2} = \frac{\sqrt{\cos|\beta_2|}}{Z^{0.7}} \quad (4.44)$$

Geri eğim açısı arttıkça daha az kanadın kullanıldığını dolayısıyla hem paydanın hem de payın azaldığını ve kayma hızının genellikle geri eğim açısından bağımsız olduğunu belirtmek gerekir. Bu sebeple çoğu çark için çıkış kanat hızı 0.09 ile 0.12 arasındadır.

Diğer bir kayma faktörü yadav ve misra faktörüdür.

$$\sigma = 1 - \frac{0,855\pi^2}{Z} \frac{C_{m2}}{U_2} \quad (4.45)$$

σ , alternatif kayma faktörü olup, kayma faktörüyle arasındaki ilişki aşağıda verilmiştir.

$$1 - \sigma = \frac{C_{\theta 2}}{U_2} \left(\frac{1}{\sigma} - 1 \right) \quad (4.46)$$

$$\frac{\sigma}{1-\sigma} = \frac{\frac{C_{m2} \tan \beta_2 + \sigma}{U_2}}{1-\sigma} \quad (4.47)$$

Eşitlikler sayesinde kayma faktörü elde edildikten sonra iş katsayısı ve döngü parametreleri yardımıyla hız üçgenleri belirlenir.

$$\mu = \sigma \frac{\lambda}{\lambda - \tan \beta_2} \quad (4.48)$$

$$\lambda = \frac{V_{\theta 2}}{V_{m2}} \quad (4.49)$$

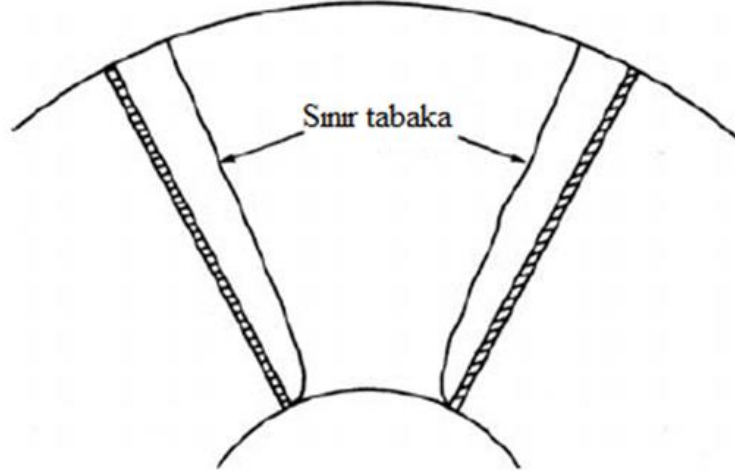
Burada μ iş katsayısı, λ döngü parametresidir. Bu parametreler sayesinde ön hesaplamalar yapılırken gerekli parametreler hesaplanır.

Kayma hızına dört sebebin katkı sağladığı açıkça ortaya konmaktadır. Bunlardan birincisi yukarıda bahsedilen bağıl girdaptır. İkincisi Kutta-Joukovsky koşulu olarak bilinen, firar kenarında sıfır yükleme koşulu olduğundan, firar kenarının bir basınç farkını destekleyememesi durumudur. Bu koşul firar kenarının yakınında meydana gelir ve bu sebeple akışın kanat yönünü takip etmesi mümkün olmaz. Üçüncüsü, firar kenarı yakınındaki emme yüzeyi ve basınç yüzeyi hızlarındaki herhangi bir farkın, emme ve basınç yüzeylerindeki akış kalınlığındaki fark nedeniyle akış açısında bir sapmaya neden olması ve bunun da emme tarafından bir sapmaya yol açmasıdır. Sonuncusu ise, daha yüksek difüzyon seviyeleri nedeniyle emme yüzeyi sınır tabaka akışının basınç yüzeyindekinden daha kalın olmasıdır.

4.5 Sınır Tabaka Gelişimi

Çark içindeki sınır tabaka oluşumu akan akışkanın daha küçük bir çıkış alanına sahip olmasına neden olur. Bu küçük çıkıştan akışkanın çıkması için hızının artması

gerekmektedir. Bu artış daha yüksek bağıl çıkış hızına sebep olur ve meridyonel hız sabit kaldığı için bağıl hızdaki artışa mutlak hızdaki azalma eşlik eder. Şekil 4.10’da sınır tabaka gelişimi gösterilmiştir.

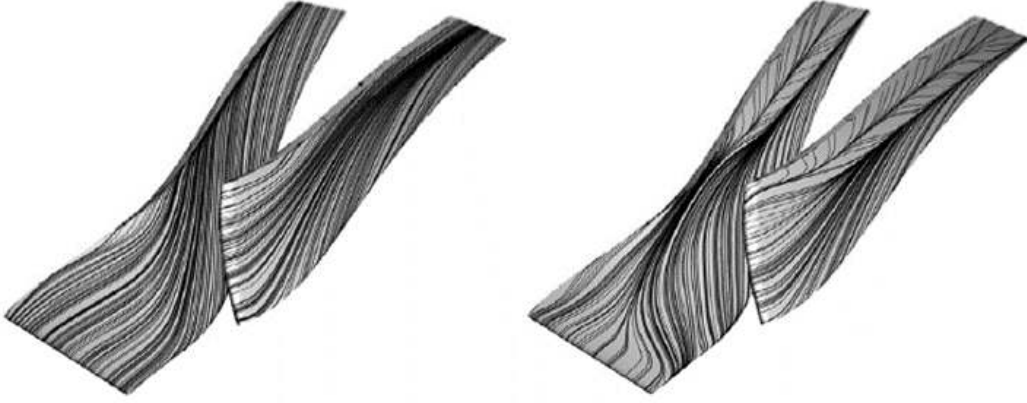


Şekil 4.10: Sınır tabaka gelişimi [81].

Bir kanat profili üzerindeki akış iki farklı yolla kontrol edilebilmektedir. Bunlardan birincisi kanat profili boyunca yarıklar kullanmaktır. İkincisi ise hızlı hareket eden bir hava akımı enjekte etmektir. Santrifüj çarkta da ayrılma bölgelerine rastlanmaktadır. Aynı konseptin uygulanması bunların oluşumunu azaltır ve geciktirir. Yavaş hareket eden akımın uzaklaştırılması, bu bölgenin daha hızlı bir akım tarafından dolmasını sağlar; böylelikle sınır tabaka oluşumunda ve dolayısıyla ayrılmada azalma gözlemlenir.

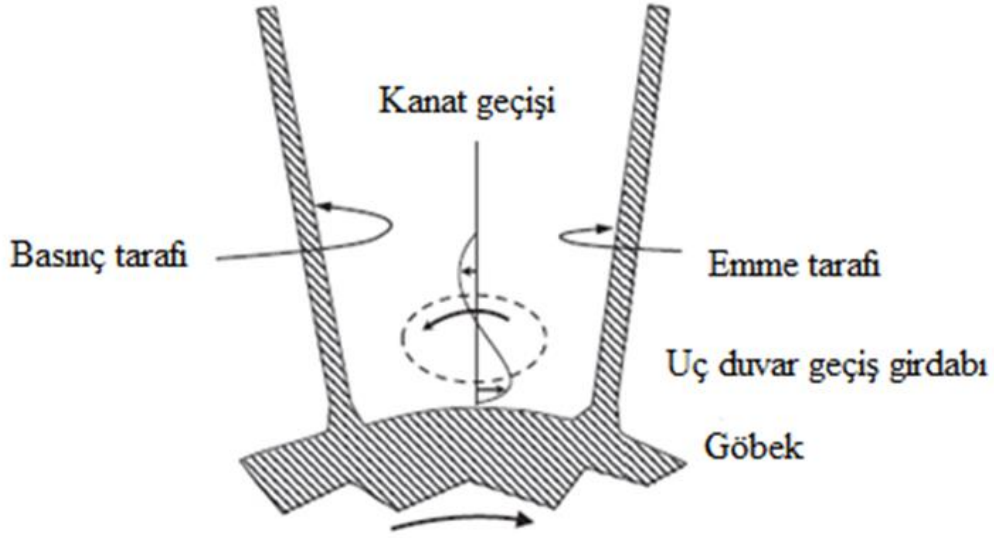
4.6 İkincil Akışlar

Radyal kompresörlerde ikincil akışlar, genellikle çark ve kanat profili şekillerinden kaynaklanan karmaşık akış fenomenleridir. Bu akış fenomenleri, akışkanın kompresör çarkı boyunca nasıl davrandığını ve akışkanın hız ve basınç dağılımını etkiler. Düzenli olmayan bir hız profiline sahip akış, kavisli bir yol boyunca yönlendirildiğinde, birincil akış yönüne doğru dik hız bileşenleri içeren bir çapraz akış meydana gelir. Bu çapraz akış, birincil akışla aynı yönde olmadığı için “ikincil akış” olarak adlandırılır; ancak ikincil akışın hız bileşenleri, birincil akış hızının bir kısmını oluşturabilir. Şekil 4.11’de akış ayrımı olan ve olmayan bir çarktaki yüzey çizgileri gösterilmiştir.



Şekil 4.11: Simülasyona dayalı olarak gövde üzerinde akış ayrımı olan ve olmayan bir çarktaki yüzey çizgileri [71].

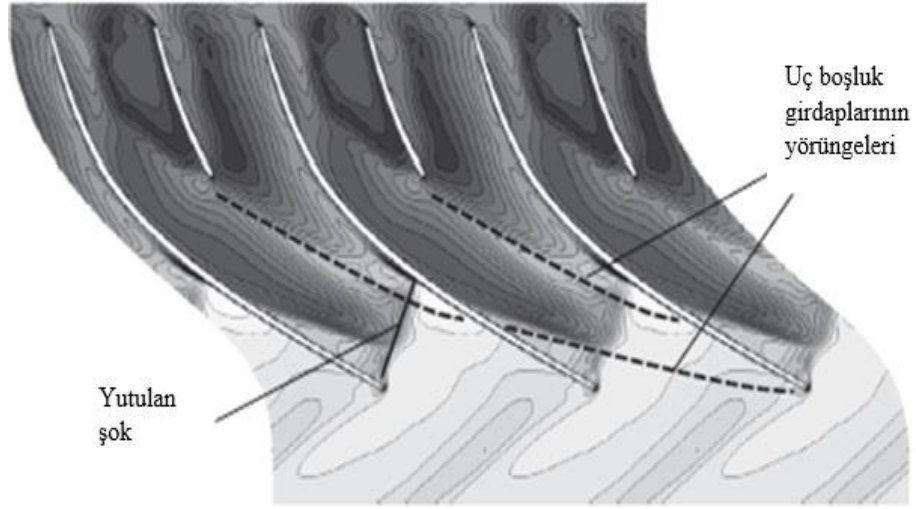
İkincil akış hızlarının belirlenmesi, birincil akışın net bir şekilde görülmesini gerektirir, bu nedenle karmaşık üç boyutlu basınç gradyanlarına ve uç açıklığı etkilerinden kaynaklanan diğer çapraz akışlara sahip radyal kompresörlerde ikincil akış hızlarını belirlemek her zaman o kadar kolay değildir. Bazı durumlarda uç duvarın yakınındaki sınır tabaka akışkanı, kanadın emme köşesine doğru hareket eder. Bu tür akışlar düzgün olmayan bir toplam basınca sahip birincil akış ve ikincil akış olarak adlandırılan ivmelere maruz kaldığında üretilir. Kanat yükü yeterince yüksek olursa bu düşük basınçlı akışkan, kanat geçişindeki basıncı karşılayamaz ve göbek-köşe durmasına sebep olur; bu sebeple geçiş tıkanması artar. Bu durumda oluşan çapraz akış, basınç yüzeyinden emme yüzeyine doğrudur ve akış yolunun başka bir yerinde geri dönüş yönünde bir akış meydana gelir. Şekil 4.12’de uç duvar geçiş girdabının oluşumu gösterilmiştir. Geçiş girdabı, uç duvara bitişik emme yüzeyine doğru aşırı dönme ve uç duvar sınır tabakasının dışında bir alt dönme oluşturur, bu da çarpık bir sınır tabaka profiline sebep olur.



Şekil 4.12: Uç duvarda geçiş girdabının oluşumu [71].

4.7 Uç Boşluğu Akışları

Radyal kompresörlerde uç boşluğu akışı, çark ile muhafaza arasındaki boşlukta gerçekleşen akışı ifade eder. Bu boşluk kompresörün yapısı sebebiyle kaçınılmaz bir yapısal özelliktir. Radyal çarklardaki viskoz akışlar aksenal çarklara göre daha karmaşıktır. Literatürde bu ikincil akış ve çark çıkışındaki akış bozulması ilişkisini gösteren birçok CFD çalışması mevcuttur. Uç boşluğu girdabı emme yüzeyinde oluşan şok dalgasıyla etkileşime girebilir ve bir girdap kırılma mekanizmasıyla büyüyebilir. Radyal kompresörlerde, kanatların uzunluklarının kanat aralıklarına göre uzun olması sebebiyle oluşan girdap aşağı yönde ilerleyerek bitişik kanadın uç boşluğuna ulaşır yutulabilir veya ara kanadın ön kenarı ile etkileşime girebilir. Bu durum, kompresör verimliliğini ve akış karakteristiklerini etkileyebilecek önemli bir aerodinamik etkileşim oluşturabilir. Şekil 4.13’de uç boşluğu girdaplarının CFD simülasyonunun şekli gösterilmiştir. Uç boşluğu yakınındaki kanattan kanada görünümünde Mach sayısı şekillerinin, uç girdabını kestiği görülmektedir. Bu durumda her bir akış kanalında, biri kanal boyunca bir sonraki kanadın basınç tarafına doğru olmak üzere iki girdap meydana gelir.

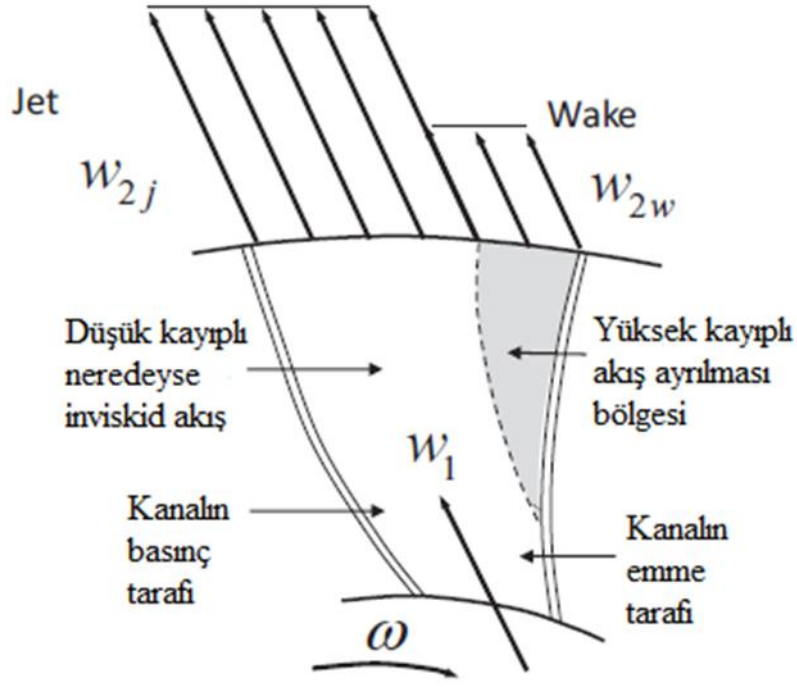


Şekil 4.13: Çark simülasyonunda uç boşluk girdaplarının yörüngeleri [71].

Uç boşluğu akışı, kompresör tasarımında dikkate alınması gereken önemli faktörlerden biridir. Optimum performans için uygun şekilde kontrol edilmelidir.

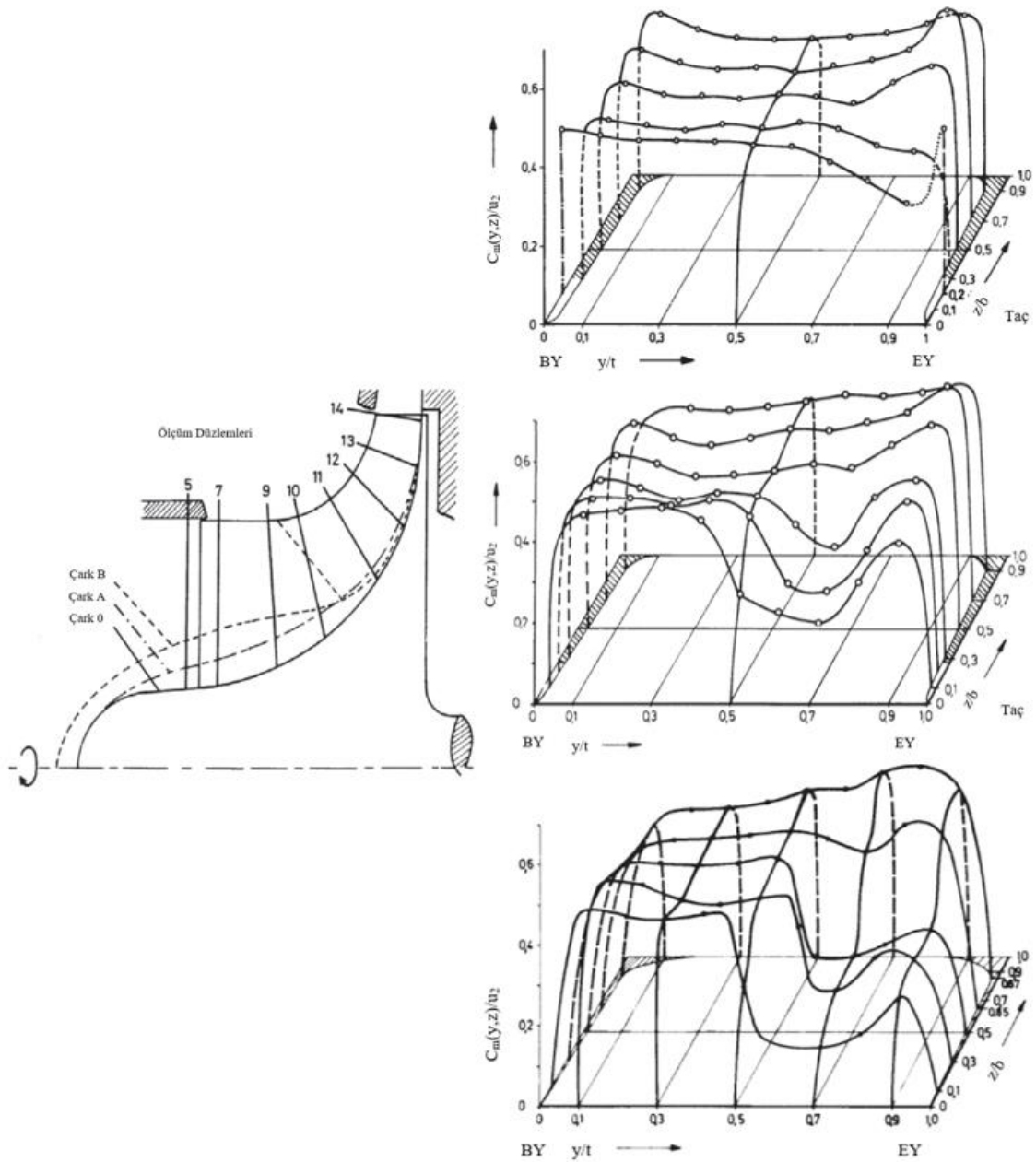
4.8 Çarkta Jet-Wake Akışı

Geriye eğimli olmayan santrifüj kompresörlerin performans karakteristiği ve kayıp miktarı çark içindeki akışın ayrılmasına bağlıdır. Radyal kısım, kanat diplerindeki eğilme gerilmelerini en aza indirmek için tamamen radyal kanatlarla tasarlanmıştır. Giriş akışını çarka yönlendirmek için radyal kanat elemanlarına sahip aksel indükleyiciye ihtiyaç duyulmuştur. Çoğu durumda, iki parça ayrı ayrı üretilip, aksel parça kanat elemanlarından oluşurken radyal parça basit bir düz kesit olarak üretilmiştir. Bu tür çarklardaki akış hareketleri jet-wake olarak adlandırılmıştır. Çarkların çıkışında, göbek kısmının basınç tarafında yüksek hızlı bir akışkanın varlığı görülürken taç kısmının emme tarafında düşük enerjili bir akışkan bölgesi bulunmaktadır. Jet kısmı kanadın basınç tarafında bulunur ve en yüksek radyal hızı gösterir. Bu bölge neredeyse kayıpsız olarak tanımlanır. Wake bölgesi kanadın emme tarafında bulunur ve çok yüksek bir teğetsel hız ile ilişkili çok daha düşük bir radyal hızı gösterir. Şekil 4.14’de jet-wake akışının analitik model taslağı gösterilmiştir.



Şekil 4.14: Jet-wake akışının taslağı [71].

Jet-wake akış modelinin çarklarda görselleştirilmesine yönelik önemli bir buluş, Alman Havacılık ve Uzay Merkezi'nde gerçekleştirilmiştir. Çarklarda iç akış modellerini araştırmak için Eckardt, lazer iki odaklı hız ölçüm yöntemini kullanmıştır [71]. Eckardt tarafından test edilen ve 0, A ve B olarak bilinen ilk üç çarkın meridyonel geometrisi, kademelerin en yüksek verimlilik noktasına yakın çark çıkışında ölçülen meridyonel hız profilleriyle beraber Şekil 4.15'de gösterilmiştir. Çark 0'ın çıkış meridyen hız profili Şekil 4.15'in sağ alt köşesinde gösterilmektedir. Bu çark geri eğimli olmayan radyal kanatlara sahiptir, böylece yüksek bir akış difüzyonu mevcuttur. Çarkın çıkış hız profili güçlü bir akış tabakalaşması göstermektedir. A çarkı, 0'ın modifiye edilmiş bir versiyonu olup bu çarkta geri eğimden önce akış radyal yöne döndürülmüştür. Bu düzenleme, akış ayrımına yol açacak şekilde akışta güçlü bir yavaşlamaya sebep olmaktadır. B çarkında herhangi bir indükleyici kullanılmamıştır. 40°'lik geriye eğimli tipik bir kompresör olarak tasarlamışlardır. Bu çarkta herhangi bir emme yüzeyi akış ayrımının kanıtı yoktur ve jet-wake akış modeli oluşmamıştır.



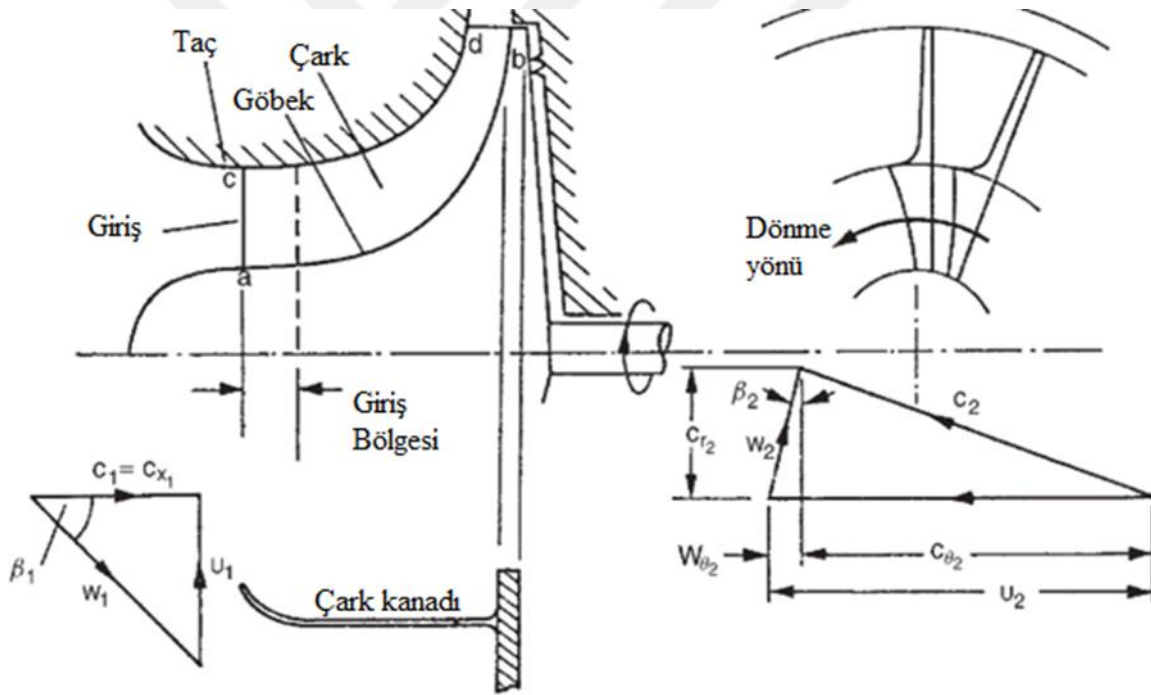
Şekil 4.15: 0, A ve B çarklarının meridyonel akış kanalı ve çarkların ölçülen çıkış meridyonel hız profilleri [71].

Gerçekleştirdikleri test sonuçları göstermiştir ki, teorik hesaplamalarla gerçek sonuçlar arasında fark bulunmaktadır. Bu farklar genel olarak ikincil akışlardan, basınç kayıplarından ve oluşan sınır tabakalarından kaynaklanmıştır.

4.9 Giriş ve Çıkış Çark Hız Üçgenleri

Radyal kompresörün giriş bölgesindeki hız üçgenleri, akışkanın kompresör çarkına girişi sırasında oluşan hız bileşenlerini ve bunların geometrik temsilini ifade eder. Kompresör

çarkına korunum denklemleri uygularken, çarkın giriş ve çıkışındaki termodinamik durumları tanımlamak için çarka giren ve çarktan çıkan tüm akışlar dikkate alınmalıdır. İyi bir turbomakine tasarlamak için, aerodinamik prensiplere uygun bir hız alanının seçilmesi ve kanatların bu hız alanına uygun olarak şekillendirilmesi önemlidir. Hız alanları genellikle hız üçgenleri ve hız vektörleri ile tanımlanırlar. Bu üçgenler ortalama akışın çevresel ortalama perspektifini temsil eder. Hız üçgenlerinin seçimi, hem tasarım aşamasında hem de performans üzerinde belirleyici bir etkiye sahiptir. Bu yüzden tasarım sürecinde önemli bir rol oynar. Hız üçgenlerinin doğru seçilmemesi veya hatalı bir şekilde kullanılması, tasarımın sonraki aşamalarında karmaşık analizlerle düzeltilmesi zor olan problemlere yol açabilir. Bu nedenle tasarım aşamasında hız üçgenlerinin doğru bir şekilde seçilmesi ve kullanılması oldukça önemlidir. Stodola turbomakinelerin performansını açıklamak için hız üçgenlerini ilk kez kullanan kişiydi ve bu yöntem günümüzde hala tasarım ve analiz için önemli bir role sahiptir. Şekil 4.16’da giriş ve çıkış hız üçgenleri ve kontrol hacmi gösterilmiştir.



Şekil 4.16: Radyal kompresör giriş ve çıkışında hız üçgenleri [94].

Şekil 4.16’da sol alt köşede girişteki hız üçgeni verilmiştir ve bir ön dönme olmadığı kabul edilmiştir. Çark girişindeki bağıl akış β_1 açısına ve W_1 hızına sahiptir. Mutlak hız c veya V ile gösterilmektedir. Burada bağıl akış bazen indükleyici bölüm veya kılavuz kanatlar tarafından eksenel yöne çevrilir. İndükleyici giriş kısmından başlar ve akışın radyal yöne dönmeye başladığı bölgede biter. Gelişmiş kompresör tasarımlarında indükleyici radyal akış

bölgesine kadar uzamaktadır. Giriş hız üçgeni dikkate alınarak giriş parametreleri için aşağıdaki eşitlikler kullanılır.

$$i = \beta_k - \beta \quad (4.50)$$

Burada β_k kanat açısı, β akışkan açısı ve i ise kanat açısıyla bağlı akış arasındaki fark olup geliş açısıdır. Tüm hız bileşenlerinde dikey olarak kullanılan alt simgeler "(m)" ifadesiyle gösterilirken, yatay olarak hizalanmış tüm hız bileşenleri teğetsel olarak " θ " ile adlandırılmıştır.

$$U = 2\pi r N \quad (4.51)$$

$$V_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_f}; A_f = C_D \pi (r_t^2 - r_g^2); C_D = 1 - B_1 \quad (4.52)$$

Burada C_D tahliye katsayısıdır, B ise sınır tabaka blokajıdır. İdeal durumda blokaj olmadığı varsayılır ve sıfır olarak işleme alınır.

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (4.53)$$

$$\frac{P_T}{P} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}; M = \frac{V}{a} \quad (4.54)$$

$$\frac{T_T}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (4.55)$$

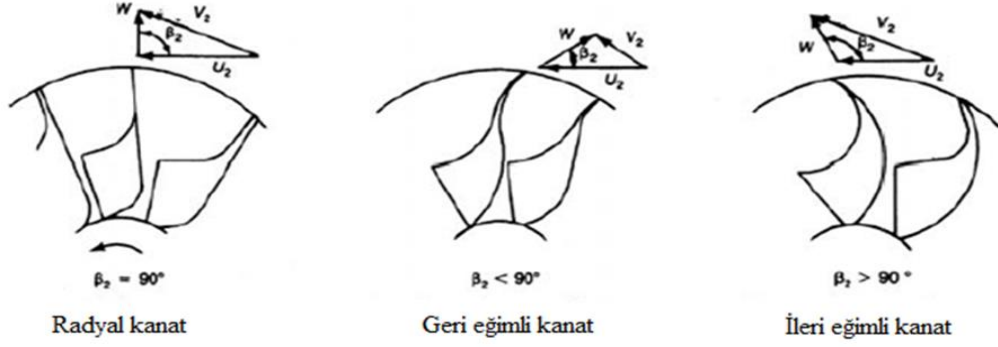
$$a = \sqrt{\gamma R T} \quad (4.56)$$

$$V = \sqrt{V_m^2 + V_\theta^2} \quad (4.57)$$

$$W = \sqrt{(V_\theta - U)^2 + V_m^2} \quad (4.58)$$

$$M_{rel} = \frac{W}{a} \quad (4.59)$$

Kompresör çarkına ilk giriş için verilen bu denklemler sayesinde ön hesaplamalar gerçekleştirilebilir ve gerekli parametreler hesaplanarak elde edilebilir. Kompresör çıkışında ise kanat şekillerine göre hız üçgenleri değişiklik göstermektedir. Şekil 4.17’de ileri eğimli, radyal ve geri eğimli kanatlar için oluşan hız üçgenleri gösterilmiştir.



Şekil 4.17: Çeşitli kanat şekilleri ve hız üçgenleri [7].

Çıkış hız üçgenleri dikkate alınarak çıkıştaki gerekli aerodinamik parametreleri hesaplamak için aşağıdaki eşitlikler kullanılır.

$$\Delta h_0 = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1} \quad (4.60)$$

$$V_{\theta 2} = U_2 + V_{m2} \tan \beta_{2b} - V_{kayma} \quad (4.61)$$

$$U_2 = 2\pi r_2 N \quad (4.62)$$

$$V_{m2} = \frac{\dot{m}}{A_{f2} \rho_2}; A_{f2} = 2\pi r_2 b_2 \quad (4.63)$$

$$V_{kayma} = U_2 (1 - \sigma) \quad (4.64)$$

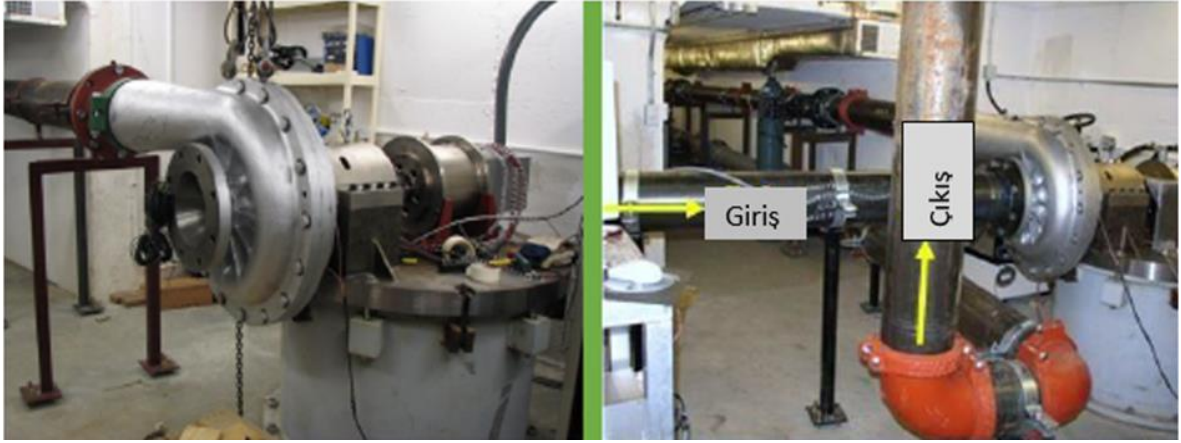
$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \quad (4.65)$$

$$\Delta h_0 = c_p \Delta T_\theta \quad (4.66)$$

$$\eta_{\text{çark}} = \frac{PR^{\frac{k-1}{k}} - 1}{TR - 1}; \quad PR = \frac{P_{02}}{P_0}; \quad TR = \frac{T_{02}}{T_0} \quad (4.67)$$

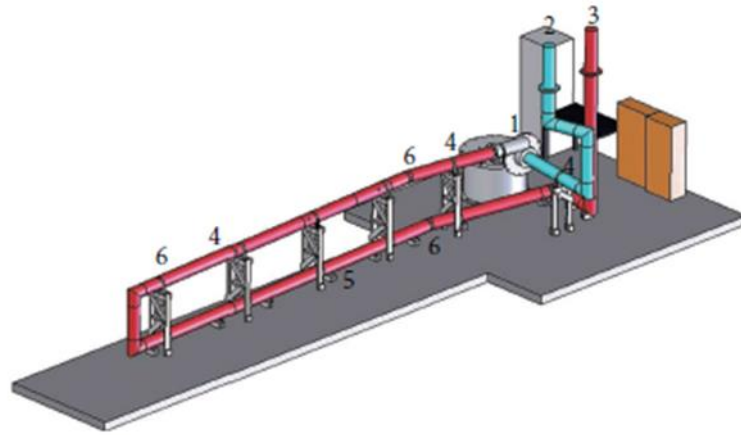
4.10 Doğrulama Çarkının Fiziksel Özellikleri

Tasarımı gerçekleştirilecek olan ardışık kanatlı radyal kompresörün sayısal analizlerinin doğruluğundan emin olmak için literatürde deneysel sonuçları mevcut olan bir kompresör ele alınmıştır. Bu çalışmada, test düzeneği Virginia Üniversitesi Döner Makine ve Kontrol Laboratuvarı (ROMAC) tarafından tasarlanıp üretilen endüstriyel boyutlu bir kompresör sayısal çalışmaları doğrulamak için seçilmiştir. Bu kompresör birebir tasarlanmış ve sayısal analizleri ANSYS paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Literatürde test sonuçları mevcut olan radyal kompresörün deney düzeneği Şekil 4.18’de gösterilmiştir.



Şekil 4.18: Örnek alınan test düzeneği [95].

Şekil 4.18’de santrifüj kompresörün bir kısmı ve deney düzeneğinin farklı bileşenleri gösterilmiştir. Sağ fotoğrafta giriş ve çıkış hatlarının kompresöre bağlı olduğu tamamlanmış deney düzeneği ve akış sisteminin bir bölümü görülmektedir. Şekil 4.19’da bileşenlerin yerleri de dahil olmak üzere tüm test düzeneğinin konfigürasyonu gösterilmiştir. Bu sistem santrifüj kompresör, kompresör egzozundaki kanal sistemi ve kısmi valf olmak üzere üç temel bileşenden oluşmaktadır.



Şekil 4.19: Örnek alınan deney seti konfigürasyonu [96].

Numaralı alanlar sırasıyla Kompresör(1), giriş(2), çıkış(3), basınç transdüktörleri ve termokuplar(4), orifis debi ölçer(5) ve kısmi valfleri(6) göstermektedir [97]. Temel bileşenlerden biri olan kompresör çarkı Şekil 4.20’de gösterilmiştir.



Şekil 4.20: Kompresör çarkı [95].

Kompresörün maksimum çalışma hızı 23.000 d/d ve nominal güç gereksinimi yaklaşık 55 kW'tır. Bu tasarım hızında, kompresörün 2.500 m³/saatlik debi ve 1.7'lik bir basınç oranı geliştireceğini belirtmişlerdir [95]. Çizelge 4.1'de radyal kompresörün tasarım ve performans parametreleri verilmiştir.

Çizelge 4.1: Kompresör tasarım parametreleri [95].

Parametre	Değer
Maksimum hız (d/d)	23000
Tasarım kütleli debi (kg/s)	0.833
Tasarım basınç oranı	1.68
Çark dış çapı (mm)	250
Çark uç kanat yüksekliği (mm)	8.21
Giriş göbek çapı (mm)	56.3
Giriş çapı (mm)	116.72
Kanat sayısı	18

Deney setinde bulunan kanal sisteminin diğer özellikleri ise giriş borusunun uzunluğunun 5.2 m, boru çapının 0.203 m ve çıkış borusunun uzunluğunun 21.3 m olmasıdır. Deney düzeneğinde, kompresörü doğrudan üç fazlı bir motorla tahrik etmişlerdir. Bu motor değişken frekanslı bir yazılım tarafından kontrol edilen yüksek hızlı bir endüksiyon motorudur ve direkt olarak kompresöre bağlamışlardır. Sistemin durumunu gözlemlemek için çok sayıda sensör kullanmışlardır. Sistemin giriş ve çıkış boruları boyunca yapılan basınç, debi ve sıcaklık ölçümlerine ek olarak kompresörün muhafazasına on iki adet basınç transdüseri yerleştirmişlerdir. Bu sensörler sayesinde sıkıştırma sisteminin farklı aşamalarındaki basınçları, debileri ve sıcaklıkları ölçmüşlerdir. Kompresöre temiz hava almak için filtre takmışlardır ve atmosferik hava girişi yapmışlardır.

5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

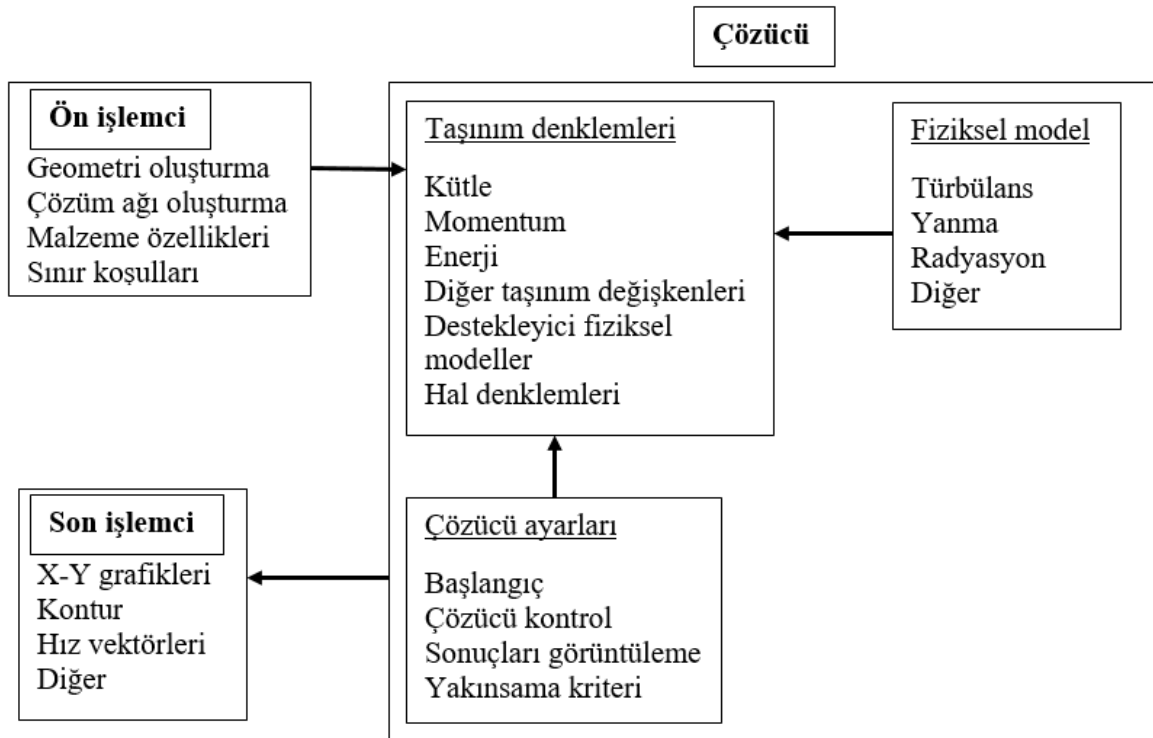
Eskiden, katılar ve akışkanlarla ilgili mühendislik problemleri, fizik ve mühendislik ilkelerine dayanan diferansiyel denklemler kullanılarak analitik yöntemlerle çözülmüyordu. Bu denklemler; potansiyel enerji, enerjinin korunumu yasaları, kütleinin korunumu gibi temel prensipleri içeriyordu. Ancak bu formüller karmaşık yapıda olmayan geometriler için kullanışlı olup kompleks yapıdaki geometriler için çözümü oldukça zordu [98]. Bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle birlikte, giderek daha karmaşık geometrilere sahip sistemler üzerindeki diferansiyel denklemlerin çözümü artık mümkün hale gelmektedir. Bu gelişmeler sayesinde, bilgisayar ortamında gerçekçi simülasyonlar yapılarak, problemlerin nümerik çözümleri elde edilebilmektedir. Bu yöntem, günümüzde hem dinamik hem de statik problemlerde ve katı ya da akışkanların modellenmesinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.



Şekil 5.1: Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin disiplinlerle olan ilişkisi.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), akışkan dinamiği ve ısı transferi bilimlerindeki ileri düzey araştırmaların ön saflarında yer almaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin birden fazla avantajı bulunmaktadır. Birincisi, hesaplamalı bilimlerin teorik gelişimi ve temel denklemlerin çözümüne odaklanmaktadır. İkincisi, gerçek akışkan akışlarını simüle etmek için alternatif ve uygun maliyetli bir araç sağlayarak deneysel ve analitik yaklaşımları

tamamlamaktadır. Deneysel tabanlı yaklaşımla kıyaslandığında tasarım ve üretimdeki teslim sürelerini ve maliyetleri önemli ölçüde azaltmaktadır. Analitik hesaplamaların yetersiz kaldığı akış problemlerini çözme yeteneği sunmaktadır. Üçüncüsü, jeofiziksel ve biyolojik akışkan dinamiğinde bulunan ve deneysel testlerde yeniden üretilmeyen akış koşullarını simüle etme kapasitesine sahiptir. Dördüncü olarak, analitik ve deneysel akışkan dinamikleri ile karşılaştırıldığında daha detaylı, görselleştirilmiş ve kapsamlı bilgiler sağlayabilmektedir. CFD ana çerçevesi üç temel unsurdan oluşmaktadır. Bunlar ön işlemci, çözücü ve son işlemcidir. Bu üç temel unsurun birbirleriyle olan bağlantıları Şekil 5.2’de gösterilmiştir.

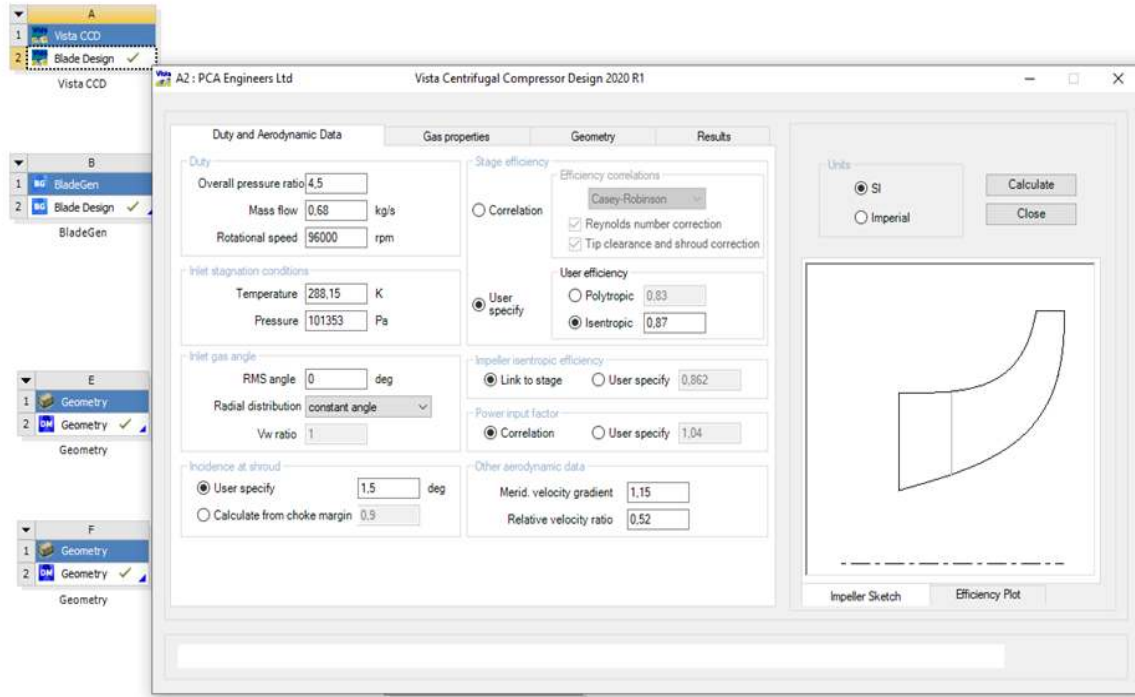


Şekil 5.2: CFD analiz çerçevesi içindeki üç ana unsurun birbirine bağlanma işlevleri [99].

5.1 Vista Santrifüj Kompresör Tasarımı (Vista CCD)

Bir turbosistem analizi Vista CCD, BladeGen ve TurboGrid’den oluşur[100,101]. Vista CCD, hızlı bir şekilde üç boyutlu modele ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizine geçmeden önce optimize edilmiş bir boyutlu santrifüj kompresör tasarımı oluşturmak için kullanılabilecek şekilde ANSYS Workbench’e entegre edilmiştir. Vista CCD dört başlıktan oluşmaktadır. Bunlar görev ve aerodinamik veriler, gaz özellikleri, geometri ve sonuçlardır. Şekil 5.3’de Vista CCD arayüzü verilmiştir. Görev ve aerodinamik veriler kısmında basınç oranı, kütleli debi, dönme hızı, giriş sıcaklığı ve basıncı gibi parametreler istenilen şekilde

tanımlanır. Gaz özellikleri kısmında kompresöre giriş gazı ve özellikleri tanımlanmaktadır. Geometride ise göbek çapı, göbek tarafındaki kanat kalınlığı, taç çapı ve taç çapındaki kanat kalınlığı gibi geometrik özellikler tanımlanmaktadır. Ayrıca difüzör için kanatlı ya da kanatsız seçeneği, çark için taçlı ya da taçsız olacağı belirtilmektedir. Eksenel uç boşluğu, ana kanat sayısı, geri dönüş açısı gibi geometrik özellikler de bu kısımda tanımlanabilmektedir. İstenen geometrik özellikler tanımlandıktan sonra hesapla butonuna basılarak bir boyutlu ve aerodinamik bağımlı parametreler sayısal olarak hesaplanır ve görüntülenir. Çarkın meridyonel görünümü de görüntülenebilmektedir.

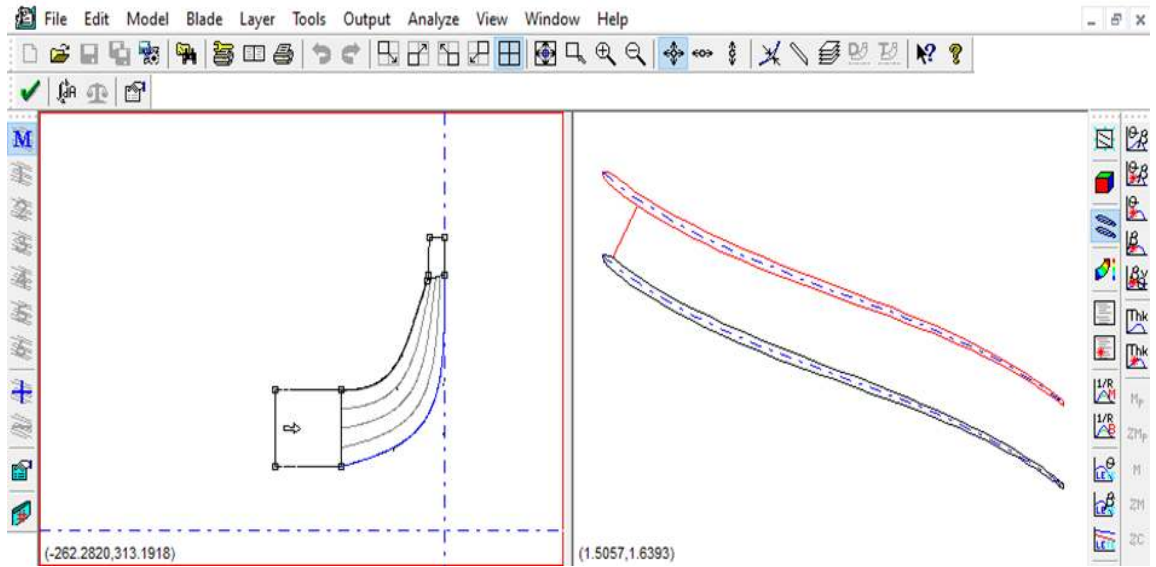


Şekil 5.3: Vista CCD arayüzü.

5.2 Kanat Profili Oluşturma (BladeGen)

BladeGen, ANSYS BladeModeller'in bir bileşenidir. BladeModeller, hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve stres analizleri de dahil olmak üzere kanat tasarımı ve simülasyonlar arasındaki temel bağlantıyı sağlar. Bu bileşen sayesinde dönen makine bileşenlerinin üç boyutlu tasarımı kolaylıkla yapılabilmektedir. Turbomakineler için olan bu modül kullanılarak pompalar, kompresörler, fanlar, türbinler, turboşarjlar gibi uygulamalardaki eksenel, karışık akışlı ve radyal kanat bileşenler tasarlanabilmektedir. BladeGen kullanılarak yeni tasarım hedeflerine ulaşmak için mevcut kanatları yeniden tasarlayabilir veya sıfırdan tamamen yeni kanat tasarımları oluşturulabilir. BladeGen, doğrusal veya bileşik eğimli ön

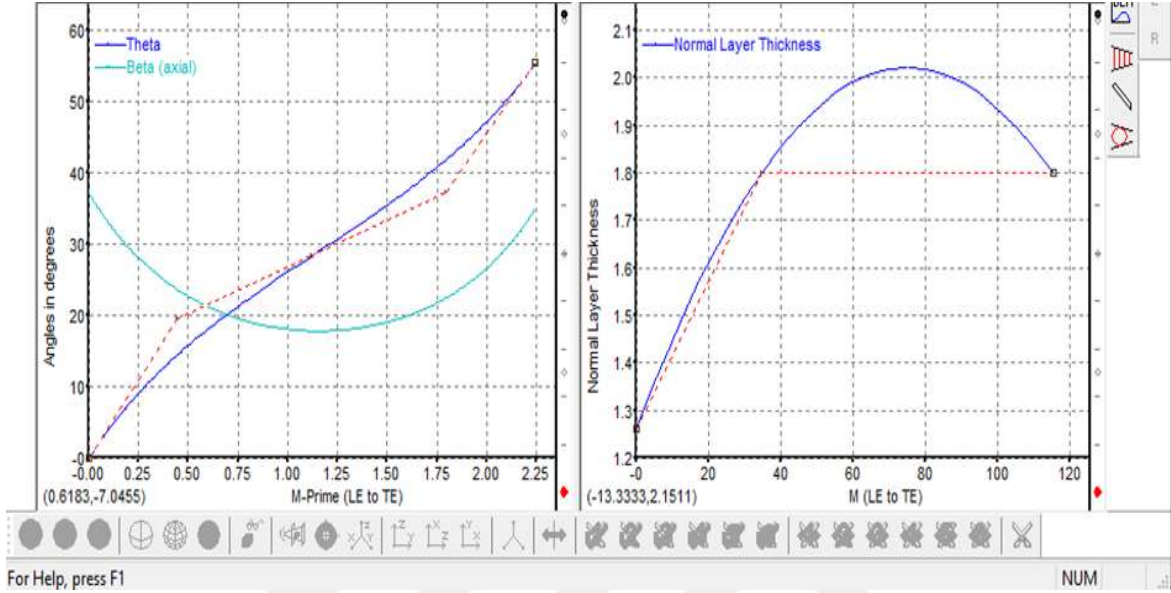
veya arka kenarlara sahip yontulmuş veya kurallı eleman kanatlara izin verir. Ön ve arka kenar şekilleri tam yarıçap, elips oranı veya basit bir kesme olarak kolayca ayarlanabilir. BladeGen kullanılarak belli olan geometrik sınırlamalar dahilinde kanadın uzunluk, yükseklik, giriş ve çıkış açısı gibi parametrik veriler girilerek kanat profili oluşturulur. Bir kanadın karmaşık üç boyutlu geometrisini iki veya üç adet iki boyutlu görünümüne bölmektedir. Bu görünümünden elde edilen veriler, her seferinde bir kanat katmanı olmak üzere modeli oluşturmak için kullanılırlar. BladeGen'in iki farklı çalışma modu bulunmaktadır. Bunlardan biri açı/kalınlık modudur ve radyal kanatlar için tasarım ortamı sağlamaktadır. Diğeri ise basınç tarafı/emme tarafı olan modudur ve bu da eksenel kanatlar için kullanılmaktadır. Her iki modda da pencerenin üst kısmına konumlandırılmış ortak görünüm bulunmaktadır. Bu görünümde de solda meridyonel görünüm ve sağda ise bir yardımcı görünüm bulunmaktadır. Şekil 5.4'de bu ortak görünüm görülmektedir. Meridyonel görünüm, radyal ve eksenel uzayda kanadı tanımlamak için kullanılır. Bu tanımdan, diğer tüm görünüm için gerekli olan akış çizgileri üretilir. Özel olarak belirtilmediği takdirde göbek ve taç kısmı dahil olmak üzere kanadı beş katmana ayırır. Böylelikle kanat profilinin değişimi hassas bir şekilde yapılabilir. Yardımcı görünüm, kanattan kanada görünüm, üç boyutlu görünüm ve çeşitli kanat parametrelerinin grafiklerinin görüntülenmesini sağlar.



Şekil 5.4: Meridyonel görünüm ve yardımcı görünüm.

Açı/kalınlık modu pencerenin alt kısmında iki görünüm kullanır. Solda kanadın açısal dağılımı için bir açı görünümü, sağda ise kanadın kalınlık dağılımı için bir kalınlık görünümü bulunmaktadır. Açı dağılımı görünümü sayesinde giriş ve çıkış açılarının yanı

sıra kanat boyunca açı dağılımı ayarlanabilmektedir. Bu görünüm, kanadı ayrı akış çizgilerinde tanımlar. Bu iki görünümünden gelen veriler, kanadın şeklinin oluşturmak için akış çizgisi verileriyle birleştirilmelidir. Şekil 5.5’de açı/kalınlık modunun alt kısmı gösterilmektedir.



Şekil 5.5: Açı dağılımı ve kalınlık dağılımı görünümü.

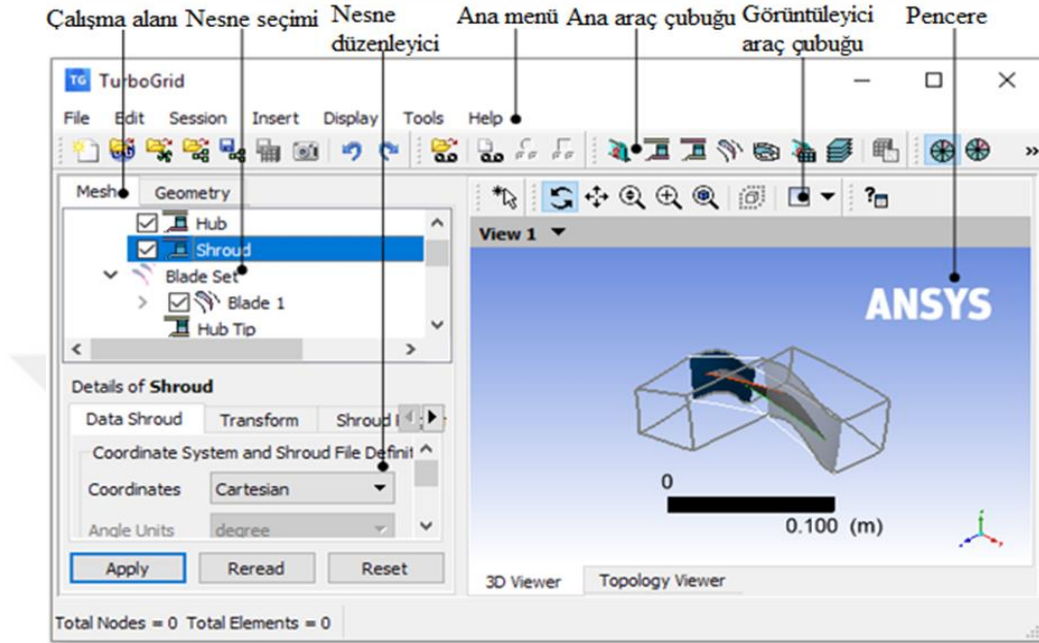
Kanat profili oluşturulduktan sonra hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirilir. Eğer istenilen sonuçlar elde edilememiş ise tasarım değiştirilir. Bu işlem istenilen tasarım elde edilene kadar devam etmektedir. BladeGen bileşeni sayesinde kanat tasarımında çok küçük değişiklikler bile oldukça hassas bir şekilde yapılabilir.

5.3 Çözüm Ağı

Çözüm ağı oluşturma, tasarlanan akış hacminin, belirlenen özelliklere, yoğunluğa ve sonlu sayıda elemanlara bölme sürecidir. Bu elemanların her biri için korunum denklemleri yazılım aracılığıyla çözülür. Bu nedenle çözüm ağının sayısı, kalitesi, deformasyonu ve yoğunluğu gibi parametreler elde edilen sonuçların doğruluğunu direkt olarak etkilemektedir. Çözüm ağını doğru oluşturmak analizlerin daha hızlı ve sorunsuz yakınsamasını sağlar. Çözüm ağının doğru oluşturulmaması, hesaplama süresini ve maliyeti artırır; bu nedenle, ağ yapısının bağımsız olması istenir. Turbomakineler için gerek geometrik yapısı gerekse sınır koşulları sebebiyle yüksek kaliteli ve yoğun bir çözüm ağı oluşturmak oldukça önemlidir.

5.3.1 TurboGrid

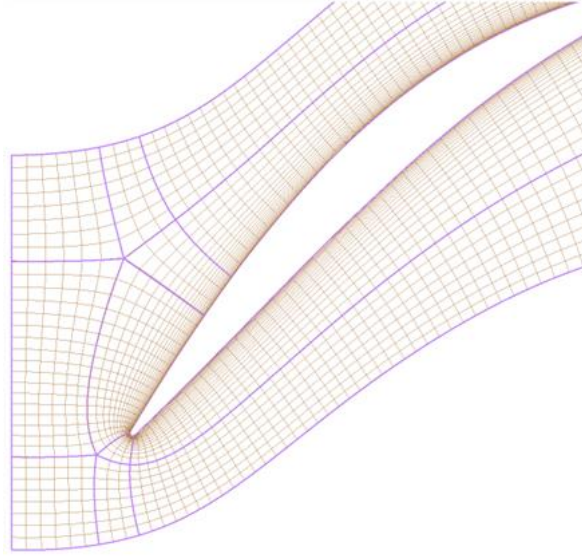
ANSYS TurboGrid, turbomakineler için yüksek kaliteli, yapılandırılmış ağlar oluşturmak üzere tasarlanmış özel bir yazılımdır. ANSYS TurboGrid arayüzü Şekil 5.6'da gösterildiği gibi birkaç parçaya bölünmüştür.



Şekil 5.6: TurboGrid arayüzü.

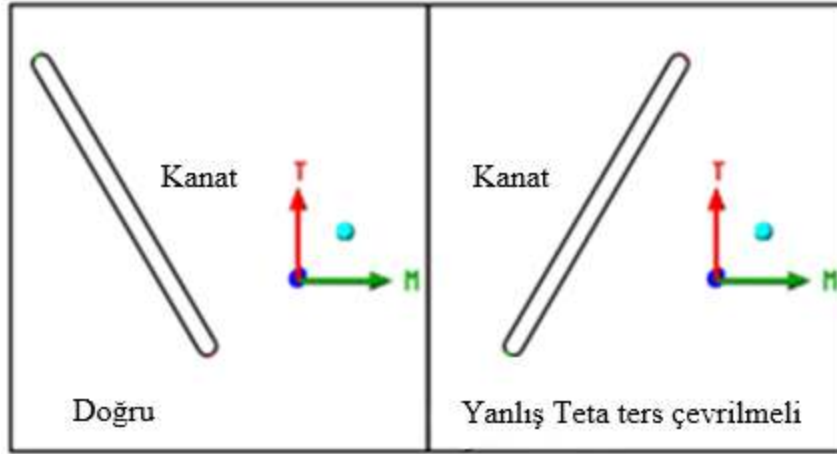
Turbomakine bileşenleri kanatlardan ve rotorlardan oluşan karmaşık geometrilere sahiptirler. Bu sebeple, doğru ve verimli bir ağ oluşturma süreci, gerçekleştirilecek olan akış analizlerinin hassasiyeti ve güvenilirliği için kritik öneme sahiptir. TurboGrid sayesinde karmaşık geometriler üzerinde yüksek kaliteli ağlar oluşturulabilmektedir. ANSYS TurboGrid'in temel özelliklerini beş ana başlık altında toplayabiliriz. Bunlar otomatik ve etkileşimli ağ oluşturma, özel turbomakine ağı, ağ kalite kontrolü, Workbench ile entegrasyonu ve özelleştirilebilir ayarlardır. TurboGrid kullanarak otomatik ağ oluşturma ve etkileşimli düzeltme yapılabilmektedir. Otomatik ağ oluşturma kullanılarak belirli parametreler ve ayarlar tanımlanabilmekte ve hızlı bir şekilde ağ yapısı oluşturulabilmektedir. Etkileşimli düzeltme sayesinde oluşturulan otomatik ağ incelenebilir ve düzeltilebilir. Ağ kalitesini ve çözünürlüğü optimize etmek için yerel ayarlamalar yapılabilmektedir. TurboGrid, yapılandırılmış ağlar oluşturarak elemanların düzenli ve hizalanmış olmasını sağlar ve kanat kanalları, pasajlar ve sarmal yapılar gibi karmaşık geometriler için özel ağ oluşturma teknikleri sunar. TurboGrid, yüksek kaliteli elemanlar oluşturarak sayısal çözümün doğruluğunu ve kararlılığını artırır. Hücre deformasyonu ve

kalitesini değerlendirmek için çeşitli görselleştirme araçları sunar. Bu araçlar sayesinde kullanıcılar oluşturdukları ağı optimize edebilmektedirler. Turbogrid’de oluşturulan ağ yapısı Workbench ile entegre çalışarak HAD ve sonlu elemanlar analizleriyle birleştirilir. Özelleştirilebilir ayarlar kullanılarak hücre yoğunluğu ve kenar inceltme gibi parametreler özelleştirilerek daha fazla hassasiyet oluşturulabilmektedir. TurboGrid ile ağ oluşturmak için ilk olarak geometri tanımlanmalıdır. Geometri, CAD verileri veya profil noktası verileri olmak üzere iki tür kaynak verisi kullanılarak tanımlanmaktadır. Kanatların ve pasajların geometrisi bu iki kaynak kullanılarak yapılabilmektedir; ancak, ikincil akış yolunun geometrisi sadece CAD verileri kullanılarak yapılabilmektedir. Daha sonra bir yöntem veya isteğe bağlı olarak diğer ayarlar değiştirilerek topoloji tanımlanmalıdır. Topoloji, ağ elemanlarını konumlandırmak için bir ereve yapısı gören bir blok yapısıdır. Diğer bir ifade ile kenarlar ve yüzeyler gibi yapıları oluşturmak için çözüm ağı noktalarının bağlanma şekillerini tanımlar. Topoloji hem ağın nasıl oluşturulacağını hem de ağ kalitesini etkiler. Topoloji blokları, düzenli bir altı yüzlü (hex) eleman deseni içeren ağ bölümlerini temsil eder. Bunlar, tüm alanı dolduracak şekilde, st üste binme veya boşluk olmadan birbirine bitişik olarak yerleştirilir. TurboGrid ATM (Advance Topology Manager) optimize topolojisini kullanır. ATM Topoloji karmaşık geometriler ve ağ yapılarının oluşturulmasında kullanılan gelişmiş bir araç setidir[102]. Bu araç kullanılarak oluşturulan modelin geometrik detaylarının temizlenmesi, topoloji optimizasyonun yapılması ve ağ kalitesinin optimize edilmesi gibi işlemler yapılmaktadır. Göbek ve ta katmanları için ana topolojiyi, topolojiyi ve rafine edilmiş ağı (katmandaki son ağ) geçerli ağ verisi spesifikasyonuna göre hesaplar. Topoloji ve katmandaki son ağ yapısı şekil 5.7’de verilmiştir. Ana topoloji kalın çizgilerle, rafine edilmiş ağ ise ince çizgilerle gösterilmiştir. Topoloji ayarları yapıldıktan sonra isteğe bağlı olarak düğüm sayısını ayarlamak için ağ verisi seçilir. Ağ verileri yalnızca topoloji tanımlandıktan sonra ayarlanabilmektedir; fakat, katmanlar oluşturulmadan önce istenen ağ boyutunu ayarlamak gerekmektedir. İsteğe bağlı olarak ağ yoğunluğu değiştirilebilmektedir. Ağ yoğunluğunu değiştirmek ağ kalitesini etkiler. Yüksek znrlkl (ince) bir ağ yapısı oluşturmak daha uzun hesaplama süresine neden olur. Ağ kalitesini iyileştirmek için katmanlar incelenebilir. Üç boyutlu ağ başlangıçta askıya alınmamıştır, bu nedenle ağ oluşturma katmanlar işlendiğinde otomatik olarak oluşturulur. Oluşturulan ağlarda oluşan sorunlu alanları belirlemek için ağ analiz araçları kullanılmaktadır. Ağı etkileyen herhangi bir nesne değiştirildiği zaman ağı yeniden oluşturmanın gerekli olduğu unutulmamalıdır.



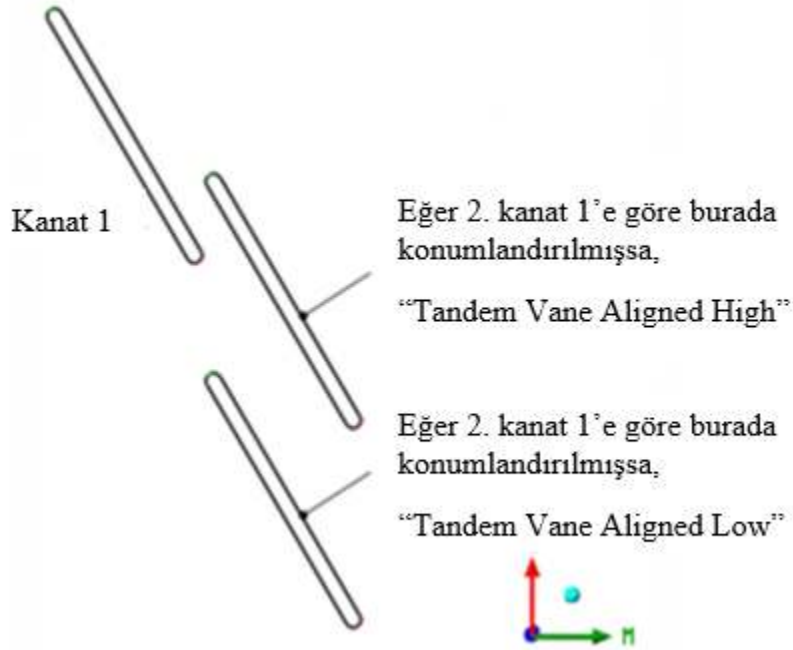
Şekil 5.7: Topoloji ve rafine edilmiş ağ.

Ardışık kanatlı yapılar için iki kanat şablonu bulunmaktadır. Bu şablonlardan birincisi yüksek ve düşük hizalı ardışık kanat, ikincisi ise özelleştirilmiş ardışık kanat şablonudur. Yüksek ve düşük hizalı ardışık kanat şablonunda; ikinci kanadın ön kenarı, meridyen yönünde, birinci kanadın arka kenarına yakın veya arkasında konumlandırılmıştır. İkinci kanat birinci kanatla karşılaştırıldığında teta yönünde yaklaşık yarım kanat eğimi kadar offset olmalıdır. Bu şablonda her iki kanadın da ön ve arka kenarları yuvarlatılmıştır. Özelleştirilmiş ardışık kanat şablonunda; ilk kanadın ön kenarı, meridyen yönünde, ikinci kanadın arka kenarına yakın veya arkasında konumlandırılmıştır. İlk kanadın ön kenarı, ikinci kanadın arka kenarından daha düşük bir teta değerinde konumlandırılmıştır. Bu şablonda ilk kanadın ön kenarı yuvarlatılmıştır ve arka kenarı kesilmiştir. İkinci kanadın her iki kenarı da yuvarlatılmıştır. Hangi şablonun uygun olduğuna karar vermek için Teta-M-Span eksenlerinde kanatlara bakmak gerekmektedir. Teta tanımlaması Şekil 5.8’de verilmiştir.

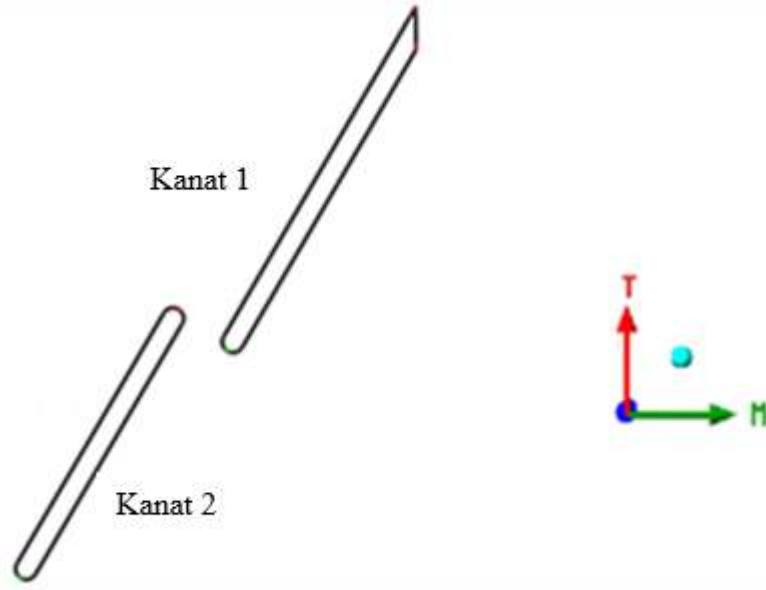


Şekil 5.8: Teta tanımlaması.

Teta, ilk kanadın arka kenarından ikinci kanadın ön kenarına doğru artarsa yüksek hızlı ardışık kanat (Tandem Vane Aligned High) seçilmelidir. Diğer türlü olması halinde ise düşük hızlı ardışık kanat (Tandem Vane Aligned Low) seçilmelidir. Düşük ve yüksek hızlı ardışık kanatlar için kanat gösterimi Şekil 5.9’da verilmiştir. Şekil 5.10’da ise özelleştirilmiş ardışık kanat şablonu ile kullanılmaya uygun kanat yapısı verilmiştir.



Şekil 5.9: Düşük ve yüksek hızlı ardışık kanat şablonu.



Şekil 5.10: Özelleştirilmiş ardışık kanat şablonu.

Ağ verileri, ağ yapısını global olarak etkileyen ayarları içerir. Ağ boyutları yöntemi ikiye ayrılmaktadır. Hedef pasaj ağ boyutu yöntemi ağ pasajındaki düğüm sayısı için bir hedef belirler. Kaba (20000), orta (100000) ve ince (250000) düğüm sayıları ayarlanmış olarak bulunmaktadır. Bunların dışında belirle seçeneğiyle hedef düğüm sayısı belirtilmektedir. Bu modda ağa herhangi bir iyileştirme yapılırsa TurboGrid istenen hedef ağ boyutunu elde etmek için global boyut faktörünü otomatik olarak ayarlar ve hedef düğüm sayısına her topoloji kenarı boyunca yerleştirilen eleman sayısını ayarlayarak ulaşır. Küresel boyut faktörü yöntemi, genel ağ boyutunu tanımlar. Ağın çözünürlüğünü artırmak için boyut faktörü kullanılır. Bu yöntemde, ağ boyutunu, sınır tabaka iyileştirmesini veya ağa herhangi bir kenar iyileştirmesini yaparsanız, global boyut faktörü sabit kalır ancak genel ağ boyutu değişebilir. Ayrıca, ağ verilerinde sınır tabaka iyileştirmesini kontrol etmek için ayarlar bulunmaktadır. Sınır tabaka bölgesi, kanadın kenarları boyunca yer alan topoloji blokları seti ile temsil edilir. Kanat çevresinde sınır tabaka bölgesinin kalınlığı değişir. Sınır tabaka bölgesinin kalınlığı ilk eleman ofseti, genişleme oranı ve sınır tabaka bölgesi boyunca eleman sayısı parametrelerine bağlıdır. Genişleme oranlarının aralığını değiştirmek için hedef maksimum genişleme oranı ayarları kullanılır. Sınır tabaka iyileştirme kontrolü için iki seçenek mevcuttur. Bunlardan birincisi ağ boyutuna orantılı seçeneği, diğeri ise ilk eleman ofseti seçeneğidir [102]. Ağ boyutuna orantılı seçenek, faktör tabanı ve faktör oranı için belirtilen değerlere orantılı olarak sınır tabakası bölgesindeki eleman sayısını kontrol eder. Faktör tabanı ve faktör oranı için varsayılan değerler sırasıyla üç ve sıfırdır. İlk eleman ofset seçeneği ise kanada bitişik ilk eleman sırasının yüksekliğini kontrol eder. Ağ

verilerinde yakın duvar elemanı boyut belirtimi ayarı, duvara yakın düğüm aralığının belirtilme yöntemini kontrol eder. Duvara yakın düğüm aralığı göbek, taç veya kanat ile duvardan itibaren ilk düğüm katmanı arasındaki mesafedir. Yakın duvar aralığını hesaplamak için y^+ ya da mutlak seçenekler kullanılır. Y^+ yöntemi yakın duvar aralığını, hedef değerine göre ayarlar.

Yakın duvar aralığı y^+ ile şu şekilde ilişkilendirilir;

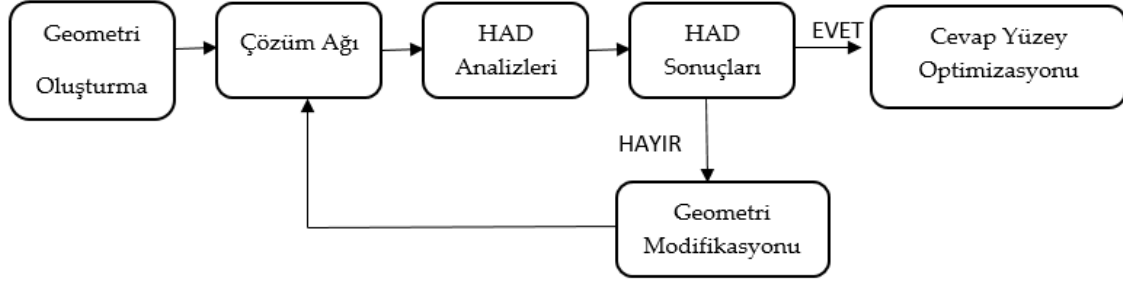
$$\Delta y = L \Delta y^+ \sqrt{80} Re_x^{\frac{1}{14}} \frac{1}{Re_L} \quad (5.1)$$

Burada L kanat genişliği, Δy^+ belirtilen hedef y^+ değeri, Re_x giriş boyunca mesafeye dayalı Reynolds sayısı ve Re_L giriş uzunluğuna dayalı Reynolds sayısıdır. Mutlak yöntem seçeneğinde yakın duvar aralığı doğrudan ayarlanabilmektedir.

TurboGrid’de oluşturulan katmanlar topolojiyi belirli bir açıklığa yansıtılmış olarak gösterir. Göbek ve taç olmak üzere en az iki katman bulunmaktadır ve ihtiyaç duyulması halinde ağ kalitesini artırmak için ek katmanlar eklenebilir. Ek katmanlar oluşturmak, ağ için göbek ile taç arasında izlenecek bir eğri oluşturarak ağın kalitesini arttırabilir. Göbekten taça doğru kanat şekli ne kadar karmaşık olursa o kadar çok katman oluşturulması gerekir.

5.4 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFX)

ANSYS CFX, bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımıdır. Akışkanlar, ısı transferi ve reaksiyonların sayısal analizlerinde kullanılır. Turbomakineler; pompa, kompresör, gaz ve buhar türbinleri gibi uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Radyal kompresörler hem kanat yapısı hem de yüksek devir sayılarından dolayı oldukça karmaşık, türbülanslı ve üç boyutlu bir yapıdadırlar. Radyal kompresör tasarımı gerçekleştirilirken hem çarkın hem de tüm kompresör kademesinin zamana bağlı detaylı bir analizinin yapılması, kompresördeki akış olgularının daha doğru şekilde anlaşılması için önemlidir. Ancak bu şekilde detaylı bir zamana bağlı analiz yüksek hesaplama gücüne sahip ileri teknoloji bilgisayarla mümkün olmaktadır. Bu nedenle, mevcut analiz çalışmaları incelenmiş ve zamandan bağımsız analizlerin gerçekleştirilmesinin daha uygun olduğu görülmüştür. Radyal kompresör tasarım sürecini kolaylaştırmak için yapılan araştırmalar incelenerek bir metodoloji oluşturulmuştur. Kompresör, bu metodoloji kullanılarak istenen özelliklere göre parametrik olarak tasarlanabilir. Tasarım metodolojisi Şekil 5.11’de verilmiştir.



Şekil 5.11: Tasarım metodolojisinin ana hatları.

Şekil 5.11’da görüldüğü üzere ilk olarak VistaCCD ile bir boyutlu santrifüj kompresör tasarımı oluşturulmuştur, ardından BladeGen ile elde edilen hesaplamalara göre kanat profili oluşturulmuştur. Tasarlanan bu geometriye uygun çözüm ağı oluşturulmuş ve sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. İlk olarak kaba bir çözüm ağı kullanılarak yapılan analizlerin ardından, Turbogrid’e dönülmüş ve daha ince ve kaliteli bir çözüm ağı oluşturularak analizlere devam edilmiştir. Analiz işlemlerinde istenmeyen sonuçlarla karşılaşıldığında tekrar geometri oluşturulup analizlere devam edilmiştir. İstenen analiz sonuçları elde edildikten sonra çeşitli parametreler oluşturulmuş ve bu parametreler cevap yüzey optimizasyonu aracına aktararak optimizasyon gerçekleştirilmiştir. CFX analizlerinde kullanılan denklemler Bölüm 5.4.1’de verilmiştir

5.4.1 Korunum denklemleri

Korunum denklemleri, fiziksel sistemlerin temel yasalarını matematiksel olarak ifade eden denklemlerdir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Navier-Stokes denklemlerini çözer. Korunum denklemleri, tanımlanmış bir akışkan akışını tahmin etmek için kütle, momentum ve enerji korunumu denklemini içeren kısmi diferansiyel denklemlerdir.

Kütlenin korunumu, bir sistemde kütlenin zamanla sabit kaldığını belirtir. Diğer bir ifade ile kontrol hacmine giren ve çıkan kütlelerin toplamı, içerideki kütlenin değişimine eşittir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \quad (5.2)$$

Momentum korunumu, akışkan hareketini ve kuvvetini tanımlar. Newton’un ikinci yasasına dayanır.

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)] + S_M \quad (5.3)$$

Burada S_M gövde kuvvetlerinin toplamı, μ_t türbülans viskozitesi ve p' değiştirilmiş basınçtır.

Toplam enerjinin korunumu denklemi bir sistemde enerjinin korunmasını ifade eder. Bir kontrol hacmine giren, çıkan ve içerde depolanan enerji miktarlarını dikkate alır.

$$\frac{\partial(\rho h_e)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t}(\rho U_j h_e) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h_e} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})] \quad (5.4)$$

Bu denklem akışkanlar için uygundur ve ANSYS CFX'te sıvılar ve gazlar için kullanılır. Burada $\rho U_j h_e$ terimi ek türbülans akısıdır ve $\frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})]$ terimi viskoz ıştır. h_e ifadesi entalpi ve λ ifadesi ise termal iletkenliktir.

5.4.2 Türbülans modeli

Çoğu kompresör akışı türbülanslıdır; bu yüzden, türbülanslı karışım genellikle akışın davranışına hakimdir. Türbülans, akış alanındaki zaman ve uzaydaki dalgalanmalardan oluşur. İstikrarsız, üç boyutlu ve birçok ölçekten oluştuğu için türbülans karmaşık bir süreçtir. Türbülans, akışkandaki atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere kıyasla önemli hale geldiği zaman oluşur ve yüksek bir Reynolds Sayısı ile karakterize edilir. Hem laminar hem de türbülanslı akışları Navier-Stokes denklemleri ek bilgiye ihtiyaç duymadan tanımlar. Ancak, gerçekçi Reynolds sayılarındaki türbülanslı akışlar, çok çeşitli türbülanslı uzunluk ve zaman ölçeklerini kapsar. Genel olarak, bu türbülanslı akışlar sayısal analizde kullanılan en küçük sonlu hacim açısından çok daha küçük uzunluk ölçeklerini içerir. Ayrıca, sürtünme direnci, dağılım kayıpları, ısı geçişi, akış ayrımı, laminardan türbülanslı akışa geçiş, sınır tabakalarının kalınlığı, ikincil akışların kapsamı ve sızıntı jetlerinin yayılması gibi birçok mühendislik parametresinin belirlenmesinde önemli rol oynar. Türbülans modelleri için çok çeşitli modeller geliştirilmiştir ve bu modeller genel olarak istatistiksel türbülans modelleridir. Çok sayıda HAD araştırması türbülans modellerinden yararlanan yöntemlere, türbülans etkilerini öngörmek için yoğunlaşmıştır. Türbülans modelleri, en küçük türbülans dalgalanmalarının tüm ölçeklerini çözmeden akışkan akışındaki türbülansın etkilerini tahmin etmek için kullanılır. Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemlerine dayalı türbülansı yaklaşık olarak tahmin etmek için kullanılabilen bazı modeller geliştirilmiştir. Bu modellerden bazılarının özel uygulama alanları mevcutken bazıları ise makul bir güven derecesiyle daha geniş bir akış sınıfına uygulanabilmektedir. Türbülans modelleri, girdap viskozitesi ve Reynolds stres modelleri olarak iki başlıkta sınıflandırılmaktadır.

Girdap viskozite modelleri içerisinde sıfır denklem modeli, standart k-ε modeli, RNG k-ε modeli, standart k-ω modeli, temel bölgesel k-ω tabanlı model, SST bölgesel k-ω tabanlı model ve iki denklemliler için eğrilik düzeltmesi modelleri bulunmaktadır.

Reynolds stres modelleri (RSM) içerisinde LRR Reynolds stresi, QI Reynolds Stresi, SSG Reynolds Stresi, Omega Reynolds Stresi, Temel Reynolds stres modeli ve Açık Cebirsel Reynolds stres modeli (EARSIM) gibi modeller bulunmaktadır.

Bu türbülans modellerinden çok yaygın kullanılan temel modeller hakkında bilgiler aşağıda verilmiştir.

k-ε modeli: En belirgin türbülans modellerinden biridir. Kararlı ve sayısal olarak sağlam olduğu literatürde doğrulanmıştır. Genel amaçlı simülasyonlar için model, doğruluk ve sağlamlık açısından iyi sonuçlar verir. Bu türbülans modeli yakın duvar ağı çok ince olduğu zaman sağlamlığı ve doğruluğu iyileştirmek için ölçeklenebilir duvar fonksiyonu yaklaşımını kullanır. Ölçeklenebilir duvar fonksiyonu ince duvar ağı yapılarında çözümlere olanak tanır. Kinetik enerji k ve türbülans enerji dağılımı ε için iki taşınım denklemi kullanır.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k u) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + G_k - \rho \epsilon \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \epsilon u) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right) + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} G_k - \rho C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5.6)$$

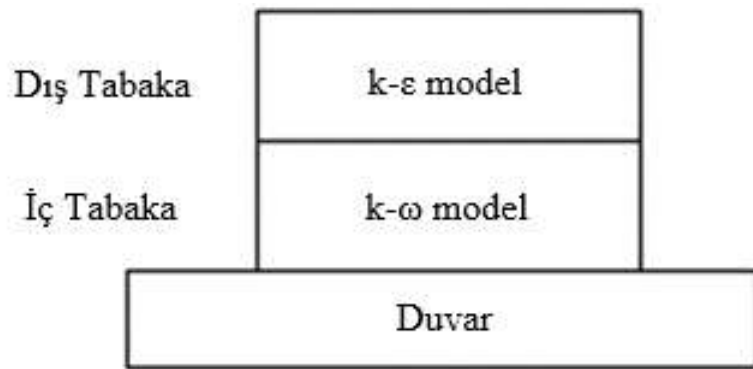
$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5.7)$$

μ_t , türbülans viskozitesi, G_k , ortalama basınç gradyanlarından dolayı oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimini vermektedir. Bu denklemlerdeki bazı sabit katsayılar; $C_\mu = 0.09$, $C_{\epsilon 1} = 1.44$, $C_{\epsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$ ve $\sigma_\epsilon = 1.3$ olarak verilmiştir. σ_ϵ ve σ_k , ϵ ve k için sırasıyla Prandtl sayılarını vermektedir. Bu sabitler, yapılan deneyler sonucunda elde edilmiş ve kabul görmüş sabitlerdir[103].

k-ω modeli: Wilcox (1998) modeline dayanan, k ve ω'yı çözen iki taşınım denklemi modeli, özgül dağılım oranı (ϵ/k) kullanır. Duvarla sınırlı ve düşük Reynolds sayılı akışlarda yüksek performans gösterir. k-ω formülasyonunun avantajlarından biri düşük Reynolds sayılı hesaplamalar için yakın duvar işlemidir. Bu model k-ε modeli için gereken karmaşık doğrusal olmayan sönmüleme fonksiyonlarını içermez ve bu nedenle daha doğru ve daha sağlamdır. k-ω modeli en az $y^+ < 2$ yakın duvar çözünürlüğü isterken, k-ε modeline ise $y^+ < 0.2$ gerekmektedir. k-ω modelleri, türbülans viskozitesinin türbülans kinetik enerjisi ve türbülans frekansına aşağıdaki ilişki yoluyla bağlı olduğunu varsayar.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (5.8)$$

SST (Shear Stress Transport) modeli: $k-\omega$ tabanlı SST modeli, iki denklemlili bir girdap viskozitesi modelidir. Türbülanslı kayma geriliminin taşınmasını hesaba katar ve ters basınç gradyanları altında akış ayrılmasının başlangıcı ve miktarını oldukça doğru tahmin eder. Bu özellik birçok teknik uygulamada önemli bir olgudur. Örneğin bir uçağın durma özellikleri kanattan akış ayrımı tarafından kontrol edilir. ϵ denklemlerine dayalı türbülans modelleri, bu akış ayrımının başlangıcını çok geç tahmin edip daha sonraki ayrım miktarını az tahmin eder. Bu yüzden bu modeller bir kanat profili için aşırı iyimser bir performans karakteristiği verirler. SST modeli bu sorunu çözmek için geliştirilmiş bir modeldir ve akış ayırma tahminler açısından önemli bir iyileştirmeye sahiptir. SST modeli $k-\omega$ ve $k-\epsilon$ modellerinin birleşimidir. Sınır tabakanın iç kısımlarında bir $k-\omega$ formülasyonunun kullanılması, bu modeli viskoz alt tabaka aracılığıyla duvara kadar doğrudan kullanılabilir hale getirir; bu nedenle, SST $k-\omega$ modeli herhangi bir ekstra sönümleme fonksiyonu olmadan bir düşük Re türbülans modeli olarak kullanılabilir. SST formülasyonu serbest akışta $k-\epsilon$ davranışına geçer ve böylece $k-\omega$ modelinin serbest akış türbülans özelliklerine olan aşırı duyarlı olması sorunundan kaçınır. SST modeli, durma bölgeleri ve güçlü ivmelenme bölgeleri gibi büyük normal gerilmeye sahip bölgelerde biraz fazla türbülans seviyeleri üretir. Ancak bu eğilim standart bir $k-\epsilon$ modeline göre daha az belirgindir. SST modelinin temel amacı $k-\omega$ 'yı yakın duvar bölgesinde $k-\epsilon$ ile dış bölgede birleştirmektir. Başka bir ifade ile SST modeli, yüksek Reynolds sayılı bölgelerde $k-\epsilon$, düşük Reynolds sayılı bölgelerde $k-\omega$ modelini kullanır. Şekil 5.12'de bu modelin iç tabaka ve dış tabakada kullandığı modeller gösterilmiştir.



Şekil 5.12: SST modeli.

Bu model $k-\omega$ ve $k-\epsilon$ modellerinin avantajlarını birleştirir ancak yine de pürüzsüz yüzeylerden akış ayrılmasının başlangıcını ve miktarını doğru bir şekilde tahmin edemez. Bunun sebebi ise türbülanslı kayma geriliminin taşınmasını hesaba katmayan bu modellerin

girdap viskozitesini yüksek tahmin etmesinden kaynaklanmaktadır. Kinematik girdap viskozitesine bir sınırlayıcı eklenerek uygun taşıma davranışı elde edilebilir. Denklem 5.9’da kinematik girdap viskozitesi verilmiştir.

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 w, S F_2)} \quad (5.9)$$

Burada $\nu_t = \mu_t / \rho$ dır.

Bu modelde kullanılan türbülans kinetik enerji denklemi ve özgül dağılım oranı denklemleri sırasıyla Denklem 5.10 ve 5.11’de verilmiştir [104,105].

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta * k w + \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j}] \quad (5.10)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + U_j \frac{\partial w}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta w^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu + \sigma_w \mu_t) \frac{\partial w}{\partial x_j}] + 2(1 - F_1) \sigma_{w2} \frac{1}{w} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial w}{\partial x_i} \quad (5.11)$$

Reynolds Stres Modeli: İki denklemlili k- ω ve k- ε türbülans modelleri akışın özellikleri hakkında doğru tahminlerde bulunurlar. Girdap viskozite varsayımı, türbülanslı taşınım veya denge dışı etkilerin önemli olduğu akışlarda geçerliliğini kaybetmektedir ve iyi tahminlerde bulunamamaktadır. Reynolds stres modeli, gerinim oranındaki ani değişikliklerin, ikincil akışların veya kaldırma kuvvetinin etkilerini içerir. İkincil akışlarda, yüzen akışlarda, güçlü akım eğrilerine sahip akışlarda, gerinim alanlarının karmaşık olduğu ve ortalama gerinim oranında ani değişikliklere sahip akışlarda bu modelin kullanılması uygundur. Bu tür akışlarda Reynolds stres modeli girdap viskozite akışlarına göre daha üstün tahmin performansı göstermiştir. Reynolds stres modeli yüksek derecede evrensellik ile karakterize edilir; bu yüzden, ortaya çıkan matematiksel sistem de yüksek derecede karmaşıktır. Bu model, taşıma denklemlerinin sayısının fazla olması sebebiyle daha fazla hesaplama çabası gerektirir ve genellikle karmaşık akışlarda kullanılmazlar. Reynolds stres modeli, gerilme tensörünün tüm bileşenleri ve dağılım oranı için taşıma denklemlerine dayanmaktadır. Bu model, akıştaki Reynolds gerilmelerinin taşınması için denklemleri çözer; yani RANS (Reynolds Average Navier-Stokes) denklemlerinin her bir türbülans gerilmesi için ayrı ayrı taşınım denklemlerini çözer. Cebirsel Reynolds gerilme modelleri, Reynolds gerilmeleri için cebirsel denklemleri çözerken, diferansiyel Reynolds gerilme modelleri diferansiyel taşıma denklemlerini çözer. Ortalama hız için Reynolds ortalama momentum denklemi;

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] = - \frac{\partial p''}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_i u_j}) + S_{Mi} \quad (5.12)$$

Burada p'' değiştirilmiş basınç, S_{Mi} gövde kuvvetlerinin toplamı ve $\rho \overline{u_i u_j}$ ise dalgalanan Reynolds gerilme katkısıdır. Girdap viskozite modellerinin aksine, değiştirilmiş basıncın türbülans katkısı yoktur ve statik basınç ile ilişkilidir. Değiştirilmiş basınç denklemi Denklem 5.13'de verilmiştir.

$$p'' = p + \frac{2}{3} \mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (5.13)$$

Büyük girdap simülasyonu (LES): Türbülansın büyük ölçekli girdaplarını bu model doğrudan çözerken küçük ölçekli girdapları ise modeller. Bu modelin denklemleri filtrelenmiş Navier-Stokes denklemleridir. Filtreleme süreci, hesaplamalarda kullanılan filtre genişliğinden veya ağ aralığından daha küçük ölçekli girdapları ayıklamaktadır. Bu sayede türetilen denklemler, yalnızca büyük girdapların dinamiklerini yönetir. Bu yöntem, geçici akışlar ve karmaşık geometrilere sahip uygulamalar için oldukça kullanışlıdır.

Ayrık girdap simülasyon teorisi(DES): Yüksek RE sayılı sınır tabaka akışlarında LES kullanımı oldukça maliyetlidir. Öte yandan, türbülanslı yapılar, büyük türbülanslı ölçeklerin onları oluşturan geometrik yapıyla aynı boyutta olduğu, kütleli olarak ayrılmış bölgelerde çözülebilir. RANS ve LES modellerinin birleşimi olan hibrid bir modeldir. Akışın sınır tabaka bölgelerinde RANS, serbest bölgelerinde ise LES modelini kullanır. DES modeli SST formülasyonuna dayanan bir modeldir.

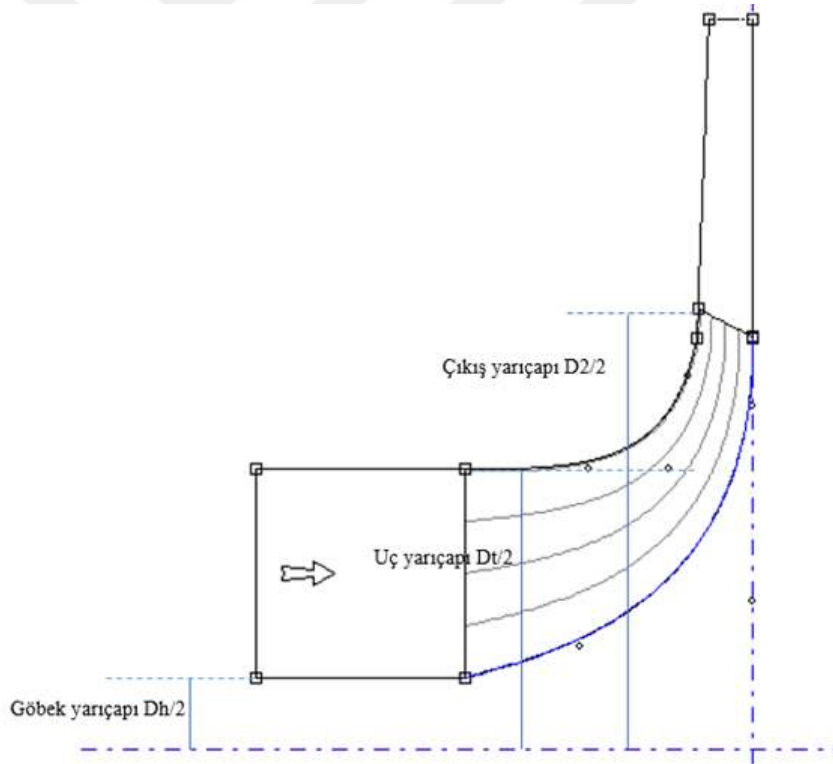
Analizlerde kullanılacak olan türbülans modelinin direkt olarak sonuçlara etkisi olduğu için, problemlere uygun türbülans modellerinin seçilmesi oldukça önemlidir. Seçeneklerin oldukça fazla olduğu türbülans modellerinden en uygun olanının seçimini yapmak için simülasyonun doğruluğu ve hesaplama maliyetlerinin göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Akışın türbülans yapısına, geometrisine ve istenen doğruluk seviyesine bağlı olarak, duvar yakınındaki akışları modellemede iyi sonuçlar verdiği için genellikle SST modeli tercih edilmektedir.

6. ÖNGÖRÜLEN MODEL PARAMETRELERİNİN TEORİK HESABI

Üç boyutlu nihai modelin oluşturulmasından önce, ilk tasarımın elde edilmesi amacıyla bir ön tasarım süreci yürütülmüştür. Teorik tasarım, Bölüm 4'te belirtilen yöntemler kullanılarak gerçekleştirilmiş ve giriş ile çıkış hız üçgenleri elde edilmiştir. Giriş ve çıkış hız üçgenlerine yönelik yapılan hesaplamalar aşağıda detaylandırılmıştır.

6.1 Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri

Öngörülen modelin geometrik ve termodinamik değerleri Bölüm 4'te verilmiştir. Şekil 6.1'de radyal çark taslağı üzerinde tasarım geometrilerine ait bileşenler sunulmuştur.



Şekil 6.1: Çark üzerindeki yarıçaplar.

Göbek çapı (Dh) = 0,0563m

Uç çapı (Dt) = 0,11672m

Çıkış çapı ($D2$) = 0,1014m

$$\text{Dönme sayısı } (N) = 17473 \text{ dev/dak} = 291,21 \text{ dev/s}$$

$$\text{Giriş basıncı } (P_{01}) = 101,325 \text{ kPa}$$

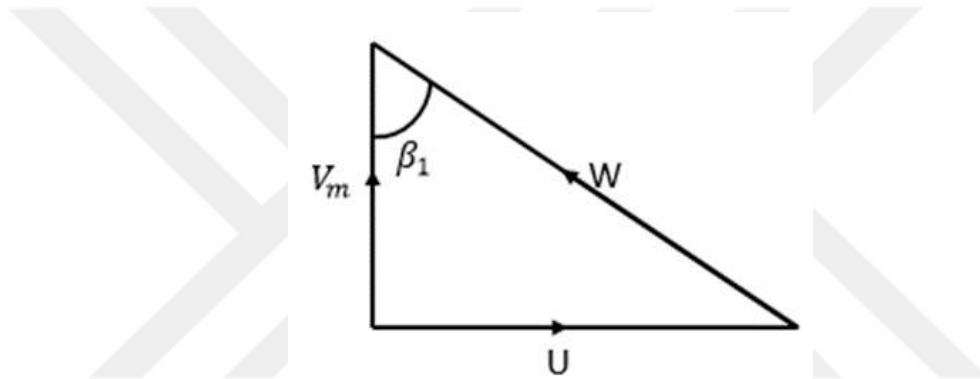
$$\text{Tasarım basınç oranı } (P_{02}/P_{01}) = 1,31$$

$$\text{Giriş sıcaklığı } (T_{01}) = 288,15 \text{ K}$$

$$\eta = 0,9$$

$$\dot{m} = 0,789 \text{ kg/s}$$

Bu değerler doğrultusunda hesaplamalar başlatılmış; giriş bölümünde göbek ve taç kısmı için hız üçgeni hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.2’de girişteki hız üçgeni verilmiştir.



Şekil 6.2: Giriş hız üçgeni.

$$U_{1t} = 2\pi r_{1t} N = \pi \times 0,11672 \times 291,21 = 106,782 \text{ m/s}$$

$$U_{1h} = 2\pi r_{1h} N = \pi \times 0,0563 \times 291,21 = 51,506 \text{ m/s}$$

Göbek ve taç kısmı için tegetsel (rotor liner hızları) hızları hesaplanmıştır. Meridyonel yöndeki mutlak hızı hesaplamak için akış alanını hesaplamak gerekmektedir. Akış alanında herhangi bir engel (blokaj) olmadığı varsayılarak teorik hesaplamalara devam edilmiştir.

$$A_f = \pi(0,0583^2 - 0,0281^2) = 8,1972 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Mutlak hızı hesaplamak için geriye sadece yoğunluk hesaplanması kalmıştır. Bu değer, iterasyon yapılarak elde edilmiştir.

$$\rho_1 = \frac{P_{01}}{RT_{01}} = \frac{101325}{287 \times 288,15} = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

$$V_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_f} = \frac{0,789}{1,225 \times 8,1972 \times 10^{-3}} = 78,5733 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{V_{m1}^2}{2C_p} = \frac{78,5733^2}{2 \times 1005} = 3,0715 \text{ K}$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{V_1^2}{2C_p} = 285,078 \text{ K}$$

$$P_1 = P_{01} \times \left(\frac{T_1}{T_{01}}\right)^{k/(k-1)} = 97,594 \text{ kPa}$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = 1,1928 \text{ kg/m}^3$$

Hesaplamalara başlamadan önce kabul edilen yoğunluk değeri ile hesaplamalar sonuncunda bulunan yoğunluk değeri birbirine eşit oluncaya kadar iterasyon devam ettirilmiştir. En son elde edilen değerler aşağıda verilmiştir.

$$\rho_1 = 1,1910 \text{ kg/m}^3$$

$$V_{m1} = 80,811 \text{ m/s}$$

$$\frac{V_m^2}{2C_p} = 3,2490 \text{ K}$$

$$T_1 = 284,901 \text{ K}$$

$$P_1 = 97,382 \text{ kPa}$$

Elde edilen bu termodinamik parametrelerden sonra Mach sayısı bulunmuştur. Eşitlik 4.21 kullanılarak Mach sayısı elde edilmiştir.

$$\frac{101325}{97382} = \left(1 + \frac{0,4}{2} M^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,238$$

Elde edilen Mach sayısının doğruluğundan emin olmak için başka bir hesaplama yöntemi kullanılarak sağlanması yapılmıştır.

$$a = \sqrt{\gamma RT} = 338,33 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$M = \frac{V}{a} = 0,238$$

Girişte herhangi bir ön döngü olmadığından mutlak hızın teğetsel bileşeni sıfır olarak kabul edilmiştir. $V=V_m$ olacak şekilde hesaplamalara devam edilmiştir. Girişteki bağıl hızlar, göbek ve taç kısmı için rotor lineer hızları farklı olduğundan ayrı ayrı hesaplanarak elde edilmiştir. Girişteki hızın bütün bileşenleri tek tek hesaplandıktan sonra açılar hesaplanmıştır.

$$W = \sqrt{U^2 + V^2}$$

$$\text{Göbek için; } W_h = \sqrt{51,506^2 + 80,811^2} = 95,829 \text{ m/s}$$

$$\text{Taç için; } W_t = \sqrt{106,782^2 + 80,811^2} = 133,913 \text{ m/s}$$

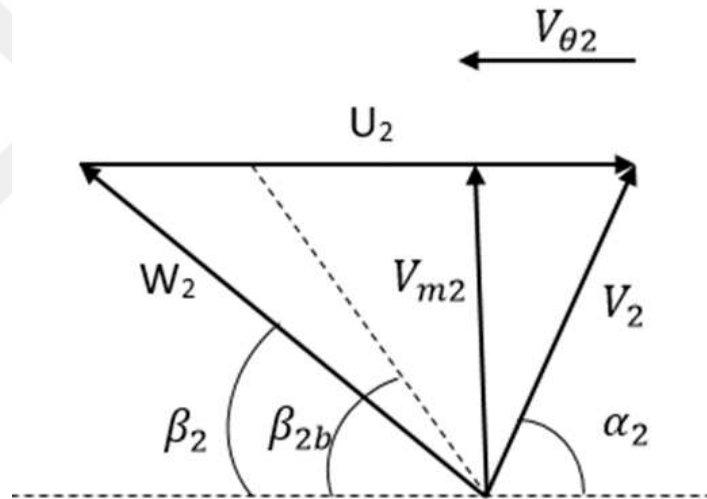
$$\text{Göbek için bağıl Mach sayısı; } M_{r,h} = \frac{W_h}{c} = \frac{95,829}{338,33} = 0,283$$

$$\text{Taç için bağıl Mach sayısı; } M_{r,s} = \frac{W_t}{c} = \frac{133,913}{338,33} = 0,3957$$

$$\text{Göbek; } \beta_{1,h} = \tan^{-1} \left(\frac{U}{V} \right) = 32,51$$

$$\text{Taç; } \beta_{1,t} = \tan^{-1} \left(\frac{U}{V} \right) = 52,88$$

Çıkış için hız bileşenleri hesaplanarak çıkış açısı bulunacaktır. Çark çıkışındaki hız üçgeni Şekil 6.3’de verilmiştir.



Şekil 6.3: Çıkış hız üçgeni.

Hız bileşenlerini bulmak için çıkış rotor lineer hızı ve çıkış alanı hesaplanmıştır.

$$U_2 = 2\pi r_2 N = \pi \times 0,250 \times 291,21 = 228,7158 \text{ m/s}$$

$$V_{m2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A_{f2}}$$

$$A_{f2} = 2\pi r_2 b_2 = 6,4481 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\Delta h_0 = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1} = c_p \Delta T_0$$

$V_{\theta 1} = 0$ olduğunu girişte döndürme olmadığı için biliyoruz.

$$U_2 V_{\theta 2} - 0 = 1005(T_{02} - T_{01})$$

İzentropik eşitlikler kullanılarak basınç ve sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Verim kabulü 0,9 olarak işlemler devam ettirilmiştir.

$$T_{02s} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{(k-1)/k} T_{01} = 311,261K$$

$$T_{02} - T_{01} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{\eta} = 25,678K$$

$$T_{02} = T_{01} + 25,678K$$

$$T_{02} = 313,828K$$

$$U_2 V_{\theta 2} = 1005 \times (25,678)$$

$$V_{\theta 2} = 112,8316 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \sqrt{V_{\theta}^2 + V_m^2}$$

$$\rho_2 = \frac{P_{02}}{RT_{02}} = \frac{132735}{287 \times 313,828} = 1,473 \text{ kg/m}^3$$

$$V_{m2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A f_2} = \frac{0,789}{1,473 \times 6,4481 \times 10^{-3}} = 83,069 \frac{m}{s}$$

$$V_2 = 140,1122 \frac{m}{s}$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{V_2^2}{2C_p} = 313,828 - \frac{140,1122^2}{2 \times 1005} = 304,0611K$$

$$P_2 = P_{02} \times \left(\frac{T_2}{T_{02}}\right)^{k/(k-1)} = 118830,40 \text{ Pa}$$

Elde edilen bu sonuçlarla yoğunluk eşitleninceye kadar iterasyon yapılmış olup çıkıştaki temel termodinamik parametreler hesaplanmıştır. İterasyon sonucunda hesaplanan değerler aşağıda verilmiştir.

$$\rho_2 = 1,3547 \text{ kg/m}^3$$

$$V_{m2} = 90,3206 \text{ m/s}$$

$$V_2 = 144,5295 \text{ m/s}$$

$$T_2 = 303,4356 \text{ K}$$

$$P_2 = 117976,97 \text{ Pa}$$

Yukarıdaki termodinamik parametre değerleri kullanılarak çıkıştaki Mach sayısı Denklem 4.19 kullanılarak elde edilmiştir.

$$\frac{T_{02}}{T_2} = (1 + \frac{0,4}{2} M_2^2)$$

$$M_2 = 0,414$$

Çark çıkışında mevcut olan kayma faktörü olgusu dikkate alınarak hesaplamalar yapılır. Bölüm 4’de anlatıldığı üzere birden fazla kayma faktörü çeşidi bulunmaktadır. Ancak bu faktörlerin hepsinin kendine özgü şartları bulunmaktadır. Literatür taraması ve araştırmalar yapıldığında çarka uygun kayma faktörünün yadav-misra olduğu görülmüştür. Hesaplamalar sonrası elde edilen değerler aşağıda verilmiştir.

$$\sigma = 0,8148$$

$$\sigma = 0,9103$$

Elde edilen bu kayma faktörü değeri ilgili eşitlikte yerine yazılarak kanat çıkış açısı hesaplanmıştır.

$$\beta_{2b} = -52,55^\circ$$

Eşitlik 4.48 ve 4.49 kullanılarak iş katsayısı ve döngü parametreleri hesaplanmıştır.

$$\lambda_2 = 1,249$$

$$\mu_2 = 0,445$$

6.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği için kullanılacak olan metodoloji bir önceki bölüm olan Bölüm 5’de verilmiştir. Modellenecek olan çarkın ön tasarım parametreleri Bölüm 6.1’de hesaplanmıştır. Tasarımı gerçekleştirilecek modelin kompresör olması sebebiyle ANSYS Workbench içerisinde bulunan Vista CCD (Vista Centrifugal Compressor Design) modülü kullanılmıştır. Burada istenen tasarım girdileri olan toplam basınç oranı, kütleli debi, mil hızı, izentropik verim, giriş sıcaklığı ve giriş basınç değerleri gerekli alanlara girilmiştir. İkinci adımda, gaz özellikleri için ideal hava seçilmiş ve özellikleri kütüphaneden getirilmiştir. Bir sonraki aşama olan geometri kısmında ise tasarım ölçüleri olan göbek çapı, taç çapı, uç boşluğu, kanat sayısı ve ara kanat sayısının değerleri girilmiştir. Modellenecek tasarımda 18 ana kanat olduğu ve ara kanat olmadığı için ara kanat sayısı sıfır olarak girilmiştir. Çarkın üstü açık olduğu için taçsız olarak seçilmiştir. Uç boşluğu ise yine gerçek tasarımdaki değeri olan 0,254 mm olarak ayarlanmıştır. Tasarım girdileri tanımlandıktan sonra SI biriminde hesapla denerek meridyonel yolun analizi ve kanat tasarımı

gerçekleştirilmiştir. Tasarımı yapılacak olan yapı kanat olduğu için bu amaca hizmet eden BladeGen modülü kullanılmakta ve böylelikle kanat tasarımı çok daha hassas ve kolay bir şekilde yapılabilmektedir. Hesaplmalı akışkanlar dinamiği analizi (HAD) yapıldıktan sonra eğer beklenen değerler elde edilememişse tasarım kolay bir şekilde buradan değiştirilebilmektedir. Sonraki aşamada kanat özellikleri, kanat sayısı, meridyonel akış profili tanımlanmıştır. M-prime (Hücum kenarından firar kenarına) ile derece cinsinden açılar kullanılarak kanat yapısı ayarlanmıştır. Kanat yapısı ayarlanırken beta ve teta eğrileri kullanılmıştır ve kontrol noktaları olarak spline eğri ve bezier kontrol noktaları seçeneklerinden bezier kontrol noktaları seçilmiştir. Ayrıca dört olan nokta sayısı beş yapılarak daha net bir çizim elde edilmiştir. M (Hücum kenarından firar kenarına) kullanılarak kanat kalınlığı ayarlanmıştır. Çizimi gerçekleştirilen çarka ağ yapısı oluşturmak için ANSYS Turbogrid modülü kullanılmıştır. Taç ucu seçeneği için yukarı akış geometrisi işaretlenerek normal mesafe seçilmiştir. Topoloji ayarları için otomatik ayar seçilmiştir. Ağ yapısı için “Global Size Factor” yöntemi kullanılmış olup sınır tabaka iyileştirme kontrolü için “Proportional to Mesh Size” metodu kullanılmıştır. Duvara yakın element boyutu için y+ metodu kullanılmıştır. Akış yolu (passage) için kanat boyunca dağılım parametresi yöntemi olarak orantılı seçilmiştir. Kanat giriş ve çıkışı için ise H grid ağ tipi ayarlanmıştır. Bu ağ tipi, hücum kenarının üst kısmı ve firar kenarının alt kısmında kullanılan bir topoloji çeşididir. Oluşturulan her eleman için korunum denklemleri program sayesinde çözülür. Çözüm ağının doğru sayıda atılması analizin daha hızlı ve sorunsuz çözülmesini sağlamaktadır. Turbomakinelerde yüksek hızdan ötürü çok sayıda ve yüksek kalitede çözüm ağı ihtiyacı bulunmaktadır. Şekil 6.4’de çark için oluşturulan çözüm ağı gösterilmiştir. Kanat çevresinde daha sık ve yoğun bir ağ yapısı olduğu görülmektedir. Çözüm ağı dört yüzlü elemanlardan oluşmaktadır ve bu sebeple analizler daha uzun sürmektedir. Böylelikle analizin daha doğru sonuç vermesi beklenmektedir. Elde edilen bu analiz sonucunun çözüm ağından etkilenip etkilenmediğini görmek için çözüm ağı bağımsızlığı incelenmiştir. Bunun için çözüm ağı sayısına denk gelen basınç sıkıştırma oranı kullanılmıştır. Belli bir ağ sayısından sonra analiz sonucunun çok değişmediği görülmüş olup optimum ağ sayısı ile analizlere devam edilmiştir. Böylelikle zamandan ve gereksiz eleman kullanımından tasarruf edilmiştir.



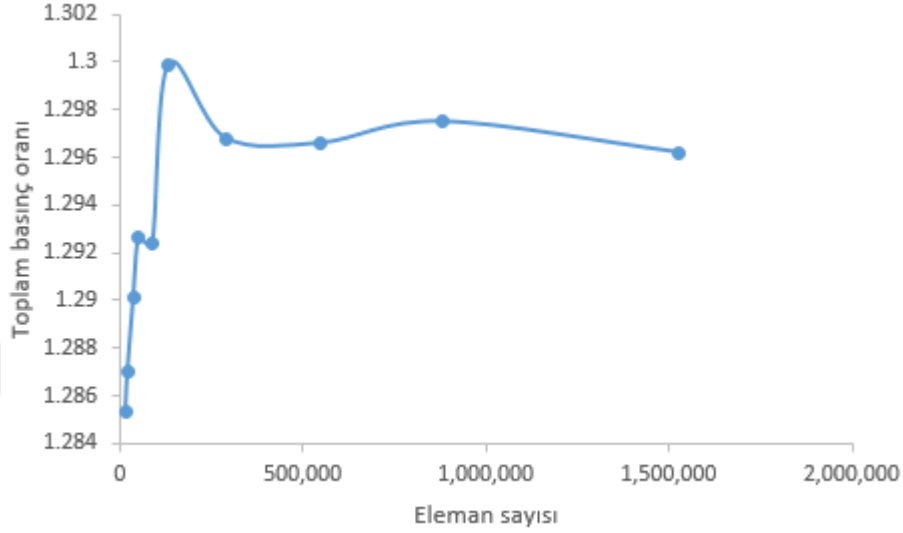
Şekil 6.4: Oluşturulan çözüm ağı.

Turbogrid'de, ağ kalitesini görmek için ağ istatistikleri kullanılır. Oluşturulan ağın minimum yüzey açısı, maksimum yüzey açısı, maksimum eleman hacim oranı ve minimum hacim oranı gibi kalite parametreleri incelenmiştir. Giriş, çıkış ve geçiş için yüzde bozulmaları kontrol edilmiş ve hepsi sıfır yüzde hata ile elde edilmiştir. Minimum yüzey açısı $22,23^\circ$ ve maksimum yüzey açısı $160,72^\circ$ olduğu görülmüştür. Şekil 6.5’de ağ istatistikleri görseli verilmiştir.

TG Mesh Statistics			
Domain: ALL			
Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face An...	22.2315 [degree]	0.0000	✓
Maximum Face A...	160.772 [degree]	0.0000	✓
Maximum Elemen...	11.1227	0.0000	✓
Minimum Volume	3.12695e-14 [m...	0.0000	✓
Maximum Edge L...	885.546	0.0000	✓
Maximum Connec...	10	0.0000	✓
Display Close			

Şekil 6.5: Ağ istatistikleri.

Çözüm ağı bağımsızlığını elde etmek için analizler yapılmıştır. Bu analizler toplam basınç oranındaki değişime göre incelenmiş ve sonuçlar Şekil 6.6'da gösterilmiştir. Aşağıdaki grafikte, hücre sayısı 289045'e ulaştıktan sonra problemin çıktı değerlerinin sabit bir değere ulaştığı ve ağ sayısından bağımsız hale geldiği görülmektedir. Bu grafik dikkate alındığında, 289045 eleman sayısı içeren ağ yapısının analizler için yeterli olduğu kabul edilmiştir.



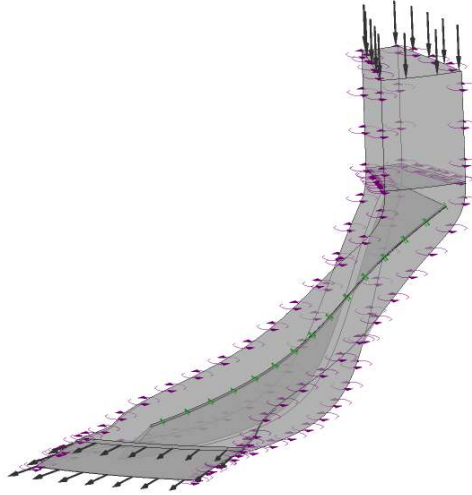
Şekil 6.6: Ağ bağımsızlığının grafiksel gösterimi.

Çözüm ağı yapısı oluşturulan tasarımın hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri CFX-Pre kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Literatürdeki deneysel çalışmaları analiz edebilmek amacıyla literatürde olduğu gibi aynı giriş ve çıkış kesitleri tasarlanarak analizler kanatsız difüzör olarak gerçekleştirilmiştir. ANSYS CFX modülünde radyal kompresör ve koordinat sistemi makine tipi olarak tanımlanmıştır. Analiz tipi olarak kararlı durum ve sıkıştırılabilir akış özellikleri tercih edilmiştir. Bileşen tipi olarak dönüş ve hız 17.473 d/d girilmiştir. Duvar yapısı için ise taçtaki uç boşluğu evet, göbekteki uç boşluğu hayır olarak işaretlenmiştir. Fiziksel tanımlar olarak ideal hava, referans basıncı “0 atm”, ısı transferi “toplam enerji” ve türbülans ise “kayma gerilimi taşınımı (SST)” olarak seçilmiştir. Otomatik duvar fonksiyonu işlemine sahip SST türbülans modeli, akış ayrımını oldukça doğru tahmin etmesi nedeniyle kullanılmıştır. Bu modelde, momentum denklemlerindeki Reynolds gerilme terimleri, yakın duvar bölgesinde k- ω modelinin kullanıldığı ve uzak alan bölgesi için k- ϵ modelinin uygulandığı kayma gerilimi taşıma türbülans modeli kullanılarak işlenmiştir [21]. Giriş basıncı ve sıcaklığı sırasıyla 101.325 Pa ve 288,15 K olarak girilmiştir. Giriş ve çıkış akışları için sınır koşulları “toplam basınç girişi ve kütleli debi çıkışı” seçilmiştir. Çıkan kütleli debi tek bir kanat için değil çark için seçildiğinden toplam

kütlesel debinin girilmesi önemlidir. Kompresörün toplam kütlesel debisi 0,789 kg/s olarak girilmiştir. Sınır koşulları olarak, kanat ve göbek için kaymayan bir duvar ve taç için ters yönde dönen duvar seçilmiştir. Bu ayarla taç kısmı rotora eşit hızda ve ters yönde döndürülmüştür. Böylelikle taç kısmı için mutlak hız sıfır olmuştur. Yapılan ilk analizlerde taşınım şeması, çözücü kontrollerinde “upwind” ve “birinci dereceden türbülans sayısı” seçeneği olarak seçilmiştir. İstenilen değerlere yakın sonuçlar elde edilmeye başlanınca her iki seçenek için de yüksek çözünürlük ayarı seçilmiş ve analizlere bu şekilde devam edilmiştir. Yakınsama kriteri RMS 10^{-5} olarak ayarlanmıştır. Çizelge 6.1’de ayrıntılı sınır koşulları ve metodoloji verilmiştir. Gerekli ayarlar yapıldıktan sonra, çarkın tek bir kanadı için CFX görseli Şekil 6.7’de gösterilmiştir.

Çizelge 6.1: HAD sayısal metodolojisinin detayları ve sınır koşulları.

Çözücü	ANSYS CFX
Türbülans modeli	Kayma-gerilme taşınımı (SST)
Yakınsama kriteri	Hedef $<10^{-5}$
Giriş toplam basıncı	101,325 Pa
Giriş toplam sıcaklığı	288.15 K
Katı duvar	Kaymayan ve adiyabatik sınır koşulları
Periyodik yüzey	Periyodik sınır koşulu



Şekil 6.7: CFX Setup görseli.

Şekil 6.7’de gösterilen siyah oklarla giriş ve çıkış bölgeleri için giriş ve çıkış sınır tanımlamaları kullanılmıştır. Görselin sağ ve sol kısmında bulunan bordo oklar bu yüzeylerin periyodik yüzey olduklarını göstermektedir ve bu bölgelerde periyodik yüzey kullanılarak aynı tasarımın devam ettiği belirtilmiştir.

7. PARAMETRİK İLİŞKİLER VE OPTİMİZASYON

Bu bölümde öngörülen ardışık kanatlı çark tasarımı parametrik hale getirilmiştir. Bu parametreler arasındaki ilişkiler incelenmiş ve optimum tasarım ortaya konulmuştur.

7.1 Deney Tasarımı (Design of Experiment DOE)

DesignXplorer, bir tasarım alanını verimli bir şekilde analiz etmek için yanıt yüzeylerini kullanan bir araçtır. Bu araçla kullanıcılar, parametrik hale getirilmiş geometriler veya giriş şartları üzerinde çeşitli değişiklikler yapabilirler. Bu değişiklikler sayesinde tasarımın farklı varyasyonları incelenebilmektedir. Parametreler; boyutlar, malzeme özellikleri, yükleme koşulları gibi çeşitli tasarım girdileri olabilmektedir. DesignXplorer ile tasarım noktalarına manuel müdahale etmeden, otomatik olarak analizler gerçekleştirilebilmektedir. Her bir tasarım noktası, belirli bir geometri veya giriş şartları kombinasyonunu temsil eder ve bu noktalara Design of Experiment (DOE) denir. Başka bir ifadeyle DesignXplorer, çözüm alanını en verimli şekilde keşfetmek için parametre kombinasyonlarına sahip tasarım noktalarını belirlemek için Deney Tasarımı (DOE) adı verilen bir teknik kullanır. En verimli çözüm, en az sayıda tasarım noktası kullanır. Bir DOE, 20'den az parametreyle en iyi şekilde çalışır. DesignXplorer; giriş ve çıkış ilişkilerini toplu bir şekilde görsel olarak sunar. Böylelikle tasarım süresince alınan kararların görsel olarak anlaşılması kolaylaşır. DesignXplorer, optimizasyon tekniklerini kullanarak en iyi tasarım çözümünü elde etmek amacıyla tasarım parametrelerinin ayarlanmasına olanak tanır. Aynı zamanda, sonuçlar üzerinde en büyük etkiye sahip parametrelerin belirlenmesine yardımcı olur. Bu araç sayesinde geniş veri setleri üretilip etkin bir şekilde yönetilebilir. DesignXplorer modülü, mühendislik analizlerinde zaman ve emek tasarrufu sağlayarak tasarım süreçlerini hızlandırır ve iyileştirir [106].

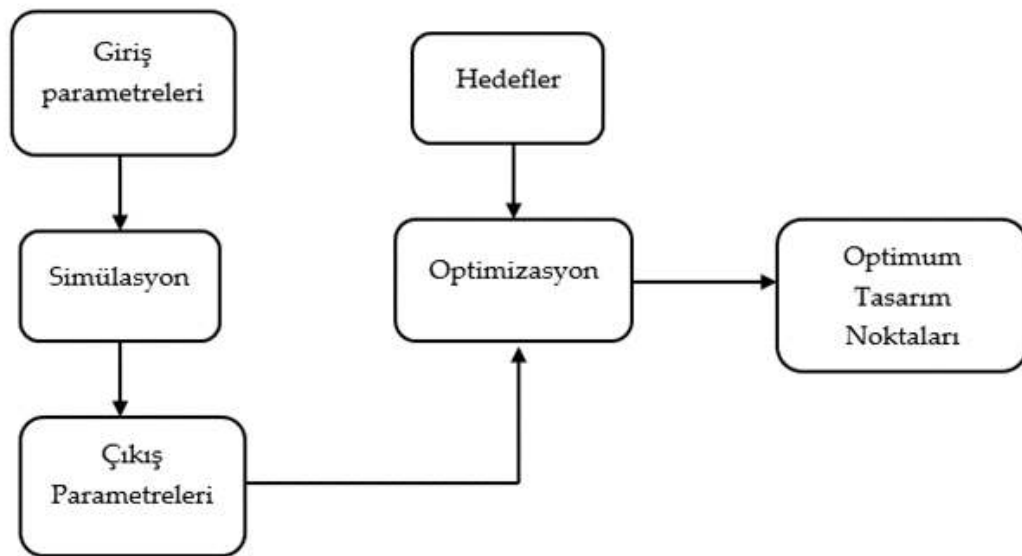
7.2 Cevap Yüzeylerinin Oluşturulması (Response Surface)

ANSYS Cevap Yüzeyi Optimizasyonu (Response Surface Optimization) ANSYS Workbench platformunda kullanılan ve tasarım optimizasyonu süreçlerinde yaygın olarak başvuru bir yöntemdir. Cevap yüzeyi optimizasyonu, tasarım parametrelerinin etkilerini

analiz etmek ve optimum tasarım çözümlerini belirlemek için kullanılır. Cevap yüzeyi, belirli tasarım parametrelerinin (girdilerin) tasarım çıktıları üzerindeki etkilerini modellemek için kullanılan matematiksel bir yaklaşımdır. Bu yöntem, tasarım değişkenleri ile performans metrikleri arasındaki karmaşık ilişkileri basit bir yüzeyle temsil ederek, daha hızlı ve etkili analizler yapılmasını sağlar. Bu yüzey, karmaşık ve maliyetli hesaplamalar yerine, tahminsel modeller kullanarak tasarım uzayını hızlı ve etkili bir şekilde keşfetmeye olanak tanır. Cevap yüzeyi DOE noktalarını kullanır ve DOE'nin taramadığı alanları da tarayarak belirlenen alt ve üst limitler dahilinde tüm giriş parametreleri için bir cevap oluşturur. Cevap yüzey yöntemi aerodinamik tasarım, yapısal optimizasyon, termal analizler ve çok disiplinli optimizasyon gibi birden fazla uygulama alanında kullanılmaktadır.

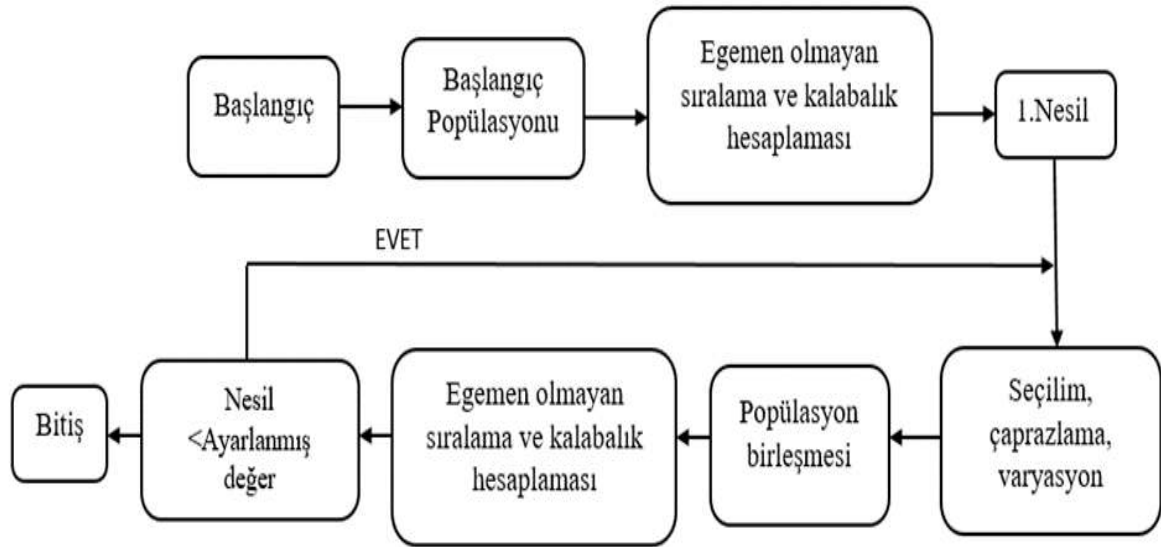
7.3 Hedefe Yönelik Optimizasyon (Goal-Driven Optimization)

Hedefe yönelik optimizasyon (GDO), ANSYS Workbench ve diğer mühendislik simülasyon yazılımlarında kullanılan bir optimizasyon yöntemidir. Bu modül, belirli performans hedeflerine ulaşmak için tasarım parametrelerinin optimize edilmesini sağlar. Bu hedefler, maliyetin düşürülmesi, verimin artırılması, ağırlığın azaltılması gibi kriterlere dayanabilir. GDO, parametreler için belirlenen hedefler göz önüne alındığında örnek bir setten “en iyi” olası tasarımların elde edildiği bir dizi kısıtlı, çok amaçlı optimizasyon tekniğidir. Bu modül cevap yüzeyi ya da DOE verilerini kullanarak optimizasyon yapar. Şekil 7.1’de optimizasyon diyagramı verilmiştir.



Şekil 7.1: Optimizasyon Diyagramı.

Bu çalışmada cevap yüzeyleri ile elde edilmiş olan veriler kullanılarak optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Cevap yüzeyinin kalitesi optimizasyonun doğruluğunu etkiler. MOGA ve Screening olmak üzere iki farklı optimizasyon algoritması bulunmaktadır. Bu çalışmada optimizasyon yöntemi olarak çok amaçlı genetik algoritma (MOGA) yöntemi kullanılmıştır. MOGA algoritması, eş yüzeyler oluşturularak optimum noktanın arandığı Face-Centered isimli matematiksel bir bağıntı kullanarak çalışmaktadır. MOGA yöntemi, kontrollü elitizme dayalı NSGA-II'nin bir çeşididir. Bu yöntem, birden fazla hedefi ve kısıtlamayı destekler ve küresel optimumu bulmayı amaçlar. Bu çalışmada, tasarımı yapılan modelin kısıtlamaları dışında hiçbir kısıtlama olmadığından çıkış parametrelerinin maksimum değerlerini bulma amaçlanmıştır. NSGA-II (Hakim olmayan sıralı genetik algoritma II), oldukça sık kullanılan bir genetik algoritma olarak öne çıkmaktadır. Bu yaklaşım, seçim operatörünün yürütülmesinden önce popülasyondaki bireyleri baskın ilişkilerine göre organize eden kalabalık sıralama kriterini sunar. NSGA-II algoritmasının akış şeması Şekil 7.2'de gösterilmiştir.



Şekil 7.2: NSGA-II algoritması akış şeması.

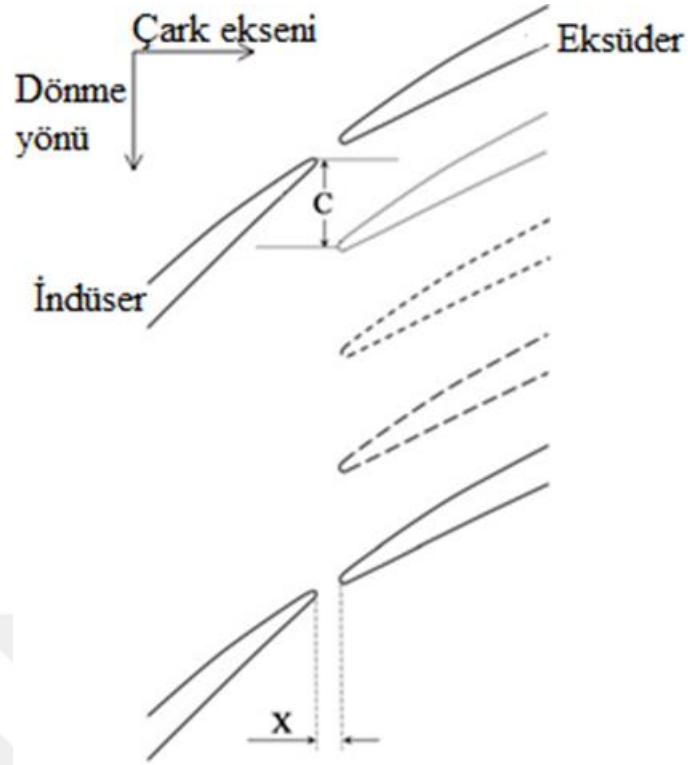
7.4 Belirlenen Parametrik Geometri ve Parametrelerin Seçimi

Daha önceden ön tasarım hesaplamaları yapılan model ardışık kanatlı yapıya çevrilmiş ve parametrik olarak analiz edilmek için seçilmiştir. Böylece geleneksel kanatlı ile ardışık kanatlı radyal kompresör karşılaştırılması yapılabilir hale gelmiştir. Parametrelerin doğru seçimi hem optimizasyon hem de cevap yüzeylerinin doğru oluşturulması için oldukça önemlidir. Cevap yüzeylerinin makul sürelerde elde edilebilmesi için parametre sayılarının

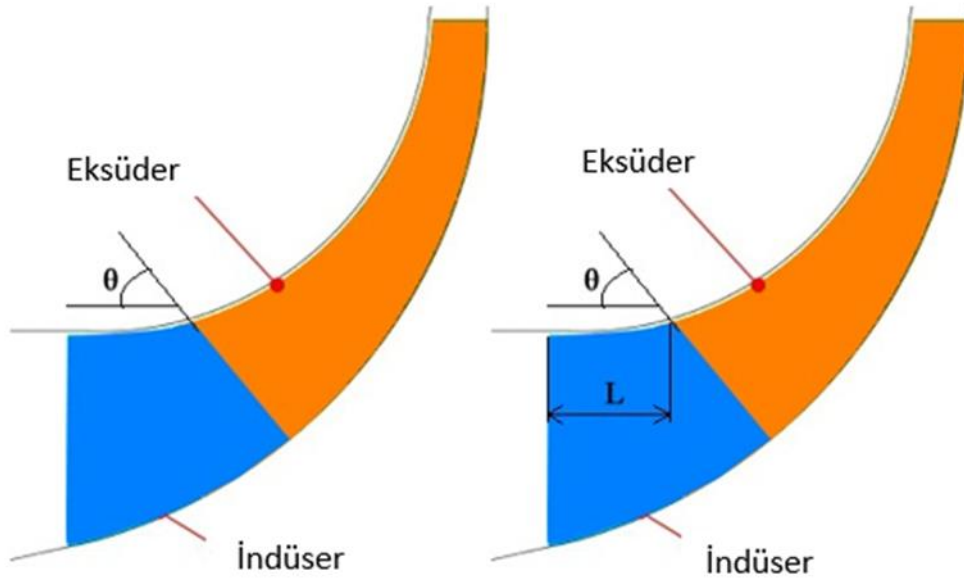
10-15 sınırından fazla olmaması önerilmektedir. Parametre sayısının fazla olması daha fazla deney tasarım noktalarının oluşturulmasına ve bu da daha fazla çözüm süresi ihtiyacına sebebiyet vermektedir[107]. Parametre seçiminde seçilen parametrenin parçalı yani sayma sayılarından oluşması tasarım nokta sayısını katlayarak artırmaktadır. Bu sebeple sürekli parametre seçilmesi ve parçalı parametre sayısının mümkün olduğunca az sayıda tutulması önerilmektedir. Cevap yüzey noktalarının oluşabilmesi için seçilen parametrelerin mantıklı ve yakınsayabilen noktalar üretmesi gerekmektedir. Yalnızca bir noktanın bile yakınsayamaması optimizasyonun gerçekleşmesine engel olmaktadır.

7.4.1 Giriş parametreleri

Tasarlanan modelin geometrik ve fiziksel olarak değiştirilebilen tüm değerleri bir giriş parametresi olarak seçilebilir. Giriş parametreleri olarak geometrik parametreler örneğin uzunluk, yarıçap gibi değişkenler olabileceği gibi basınç, sıcaklık, yoğunluk gibi fiziksel değerler de olabilmektedir. Giriş parametreleri parçalı veya sürekli de olabilirler. Örneğin sayma sayılarından oluşan kanat sayısı parçalı parametreyken genişlik, uzunluk gibi seçilen parametreler ise sürekli parametrelerdir. Basınç sıkıştırma oranına ve verime etkisi olacağı düşünülen giriş parametreleri belirlenmiştir. Çıkış parametrelerine etkisinin en yüksek olduğu düşünülen dört parametre giriş parametresi olarak seçilmiştir. Performansa etkisi olduğu düşünülen parametreler literatür çalışmalarından seçilerek ardışık kanatlı radyal kompresörün performansına olan etkileri incelenmiştir. Bu parametreler üzerinde optimizasyon işlemleri gerçekleştirilmiştir. Dört giriş parametresi olarak; indüser ve eksüder arasındaki kesme açısı, teta; indüserin alt kenarı ile eksüderin üst kenarı arasındaki X adı verilen dikey mesafe; indüserin alt kenarı ile eksüderin üst kenarı arasındaki dönme açısı diye adlandırılan pozisyonlama ve indükleyicinin dikey yüksekliği olan uzunluk seçilmiştir. Şekil 7.3’de pozisyonlama (C) ve iki kanat arasındaki dikey mesafe (X) parametrelerinin ardışık kanat üzerinde gösterimi verilmiştir. Şekil 7.4’de dikey uzunluk (L) ve kesme açısının (θ) akış yolu üzerinde gösterimi verilmiştir.



Şekil 7.3: X ve C parametrelerinin gösterimi.



Şekil 7.4: θ ve L parametrelerinin gösterimi.

7.4.2 Çıktı parametreleri

Çıkış parametreleri, analiz sonuçlarına bağlı olarak elde edilen geometrik veya fiziksel ölçülerdir. Örneğin bu parametreler hacim, kütle, gerilme, ısı akısı veya eleman sayısı gibi çeşitli büyüklükler olabilir. Çıkış parametrelerinin sayısı, çalışılan optimizasyon için gerekli

olan çıktılarla sınırlıdır. Optimum bir çözüm aranırken, istenilen hedeflere daha doğru bir şekilde ulaşmak amacıyla mümkün olduğunca net ve az sayıda çıkış parametresi kullanılmıştır. Basınç sıkıştırma oranı ve kompresör verimi çıktı parametreleri olarak seçilen parametrelerdir. Basınç sıkıştırma oranı, çıkış parametreleri arasındaki en önemli parametrelerden biridir. Bu oran özellikle gaz türbinleri, kompresörler ve diğer sıkıştırma makineleri için önemlidir. Bu oran, giriş ve çıkış basınçları arasındaki oran olarak tanımlanır ve Denklem 7.1 gibi ifade edilir.

$$\text{Sıkıştırma oranı} = \frac{P_{\text{çıkış}}}{P_{\text{giriş}}} \quad (7.1)$$

Burada $P_{\text{giriş}}$ girişteki basınç, $P_{\text{çıkış}}$ çıkış noktasındaki basınçtır. Bu hesaplamayı yapabilmek için, modelinizdeki belirli noktalarda basınç değerlerini bulmanız gerekmektedir. Bu basınç değerleri analiz sonuçları arasından alınır ve daha sonra yukarıdaki formülde kullanılarak sıkıştırma oranı hesaplanır. Giriş ve çıkış noktalarının yerlerini programda değiştirip seçilen noktalar için basınç sıkıştırma oranı da hesaplanabilir. Kompresör verimi, genellikle termodinamik verim veya izentropik verim olarak adlandırılan bir metrik ile hesaplanır. Kompresör verimi gerçek ve izentropik süreçler arasındaki enerji farkını ölçerek sistemin ne kadar verimli çalıştığını belirler. İki yaygın verim türü bulunmaktadır; izentropik verim ve politropik verim. İzentropik verim, kompresördeki gerçek işlemin ideal bir izentropik işlemle karşılaştırılması ile elde edilir. İzentropik verim Eşitlik 7.2 ile ifade edilir.

$$\eta_{\text{izantropik}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (7.2)$$

Burada;

h_{2s} = Çıkıştaki izentropik entalpi,

h_2 = Çıkıştaki gerçek entalpi,

h_1 = Girişteki entalpi

Politropik verim, basınç oranı ile birlikte çalışır ve kompresöre boyunca daha sürekli bir değerlendirme sağlar. Politropik verim eşitlik 7.3 ile ifade edilir.

$$\eta_{\text{politropik}} = \frac{n-1}{n} \quad (7.3)$$

Burada n, politropik katsayıdır ve giriş-çıkış basıncı ve sıcaklıkları kullanılarak hesaplanır. Bu çalışmada çıktı parametresi olarak izentropik verim dikkate alınmıştır.

7.5 Parametre Alt ve Üst Sınırlar

Parametre sınırları, belirli bir parametrenin alabileceği en yüksek ve en düşük değerleri ifade eder. Bu sınırları belirlerken en önemli husus, fiziksel olarak geçersiz durumların önüne geçmektir. Ancak, sadece fiziksel olmayan durumlardan kaçınmak her zaman yeterli olmayabilir. Bazı durumlarda, bir parametrenin değeri değiştiğinde başka bir parametrenin sınırları da değişebilir. Yani, bir parametrenin değişimi, diğer bir parametrenin sınırlarını etkileyebilir. Bu etkileşimler göz önüne alındığında, fiziksel sınırları belirlemek oldukça karmaşık bir süreç haline gelebilir. Bu nedenle, sınırları belirlerken mümkün olduğunca dar aralıklar tercih edilmiş ve tasarım noktalarının çalışmaması durumunda parametrik ilişkiler gözden geçirilerek doğru sınırlar yeniden belirlenmiştir.

7.6 Hedefler

Optimizasyon süreçlerinin gerçekleştirilebilmesi için, önce giriş ve çıkış verileri arasındaki ilişki belirlenmelidir. Ardından, istenen en iyi sonuçları elde etmek için belirli hedefler tanımlanır. Bu hedefler, bir çıkış parametresinin minimum veya maksimum değerine ulaşmak gibi olabilir ya da bazı parametrelerin sabit tutulması ve/veya çıkış parametreleri için belirli değerlerin hedeflenmesi şeklinde tanımlanabilir. Kullanılan optimizasyon aracı aynı anda birden fazla hedef için optimizasyon yapma yeteneğine sahiptir. Ayrıca, gerektiğinde giriş parametreleri de optimizasyon hedefi olarak seçilebilir. Önemli hedeflerden biri basınç sıkıştırma oranının en yüksek değerde olmasıdır. Böylelikle kompresöre giren ve çıkan basınçlar arasında yüksek bir basınç farkı olacaktır. Herhangi bir kısıtlama olmadan kompresör veriminin de en yüksek olması amaçlanan bir diğer hedeftir.

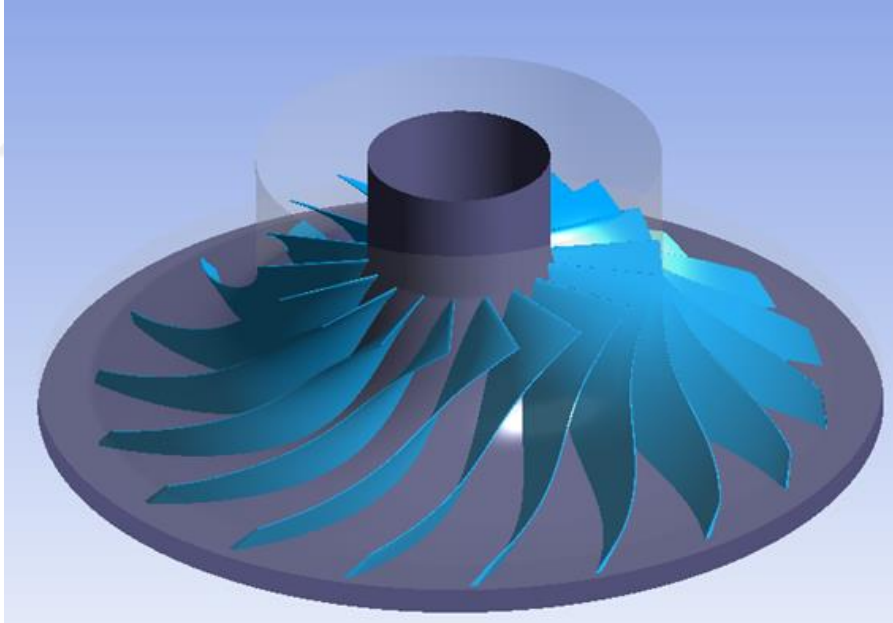
7.7 Cevap Yüzeyinin Oluşturulması

Yukarıda belirtilen parametrelerin Central Composite Design (Merkez Bileşik Tasarım) yöntemi ile analiz edilmesi sonucunda, tüm parametreleri kapsayan bir cevap yüzeyi elde edilmiştir. Bu cevap yüzeyi, ikinci dereceden polinomlar yardımıyla Standart Response Surface algoritması kullanılarak oluşturulmuştur.

8. ARAŞTIRMA BULGULARI

8.1 Aerodinamik Analiz Sonuçları

Önceki bölümlerde açıklandığı gibi seçilen modelin boyutsal ve fiziksel gereksinimleri doğrultusunda bir ön tasarım yapılmıştır. Sırasıyla kanat profili oluşturulmuş, çözüm ağı oluşturulmuş ve analizler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen analiz sonuçlarındaki değerler okunurken, giriş ve çıkış bölgeleri olarak kanadın giriş ve çıkış bölgeleri kullanılmıştır. Bu bölgelerin uzağında kalan bir bölgeden sonuç değerlerini okumak gerçek değerlerinden çok farklı olacaktır; çünkü, aradaki mesafe arttıkça kayıplar artacaktır. Şekil 8.1’de geleneksel kanatlı radyal kompresörün modeli verilmiştir. Kanatların, taç ve göbek noktalarının üç boyutlu görüntüsü verilmiştir.



Şekil 8.1: Öngörülen geometrinin modeli.

Literatürde deneysel sonuçları bulunan radyal kompresörün analiz sonuçları daha önceki bölümlerde anlatılan metodoloji ile elde edilmiştir. Çizelge 8.1’de tasarımı gerçekleştirilen kompresör modelinin performans sonuçları verilmiştir.

Çizelge 8.1: Kompresör performans sonuçları.

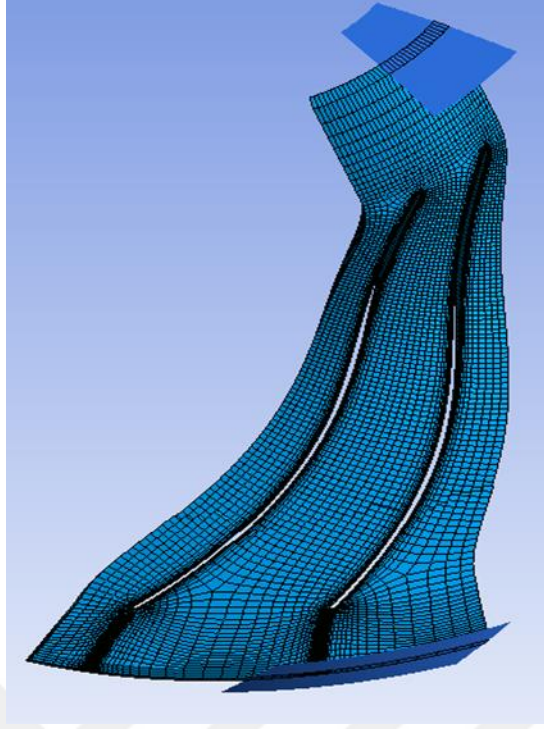
Parametre	Değer
Dönme Hızı (rad/s)	1829.77
Giriş Hacimsel Debi (m ³ /s)	0.6578
Kütleli Debi (kg/s)	0.8056
İş Katsayısı	0.5721
Güç (W)	19438.8
Toplam Sıcaklık Oranı	1.0834
Toplam Basınç Oranı	1.2999
Toplam İzotropik Verim	93.3362

Çizelge 8.1’den de görüldüğü üzere modellenen kompresörle deneysel verileri mevcut olan kompresör benzer performans sergilemişlerdir. Çizelge 8.2’de akış analizi sonuçları verilmiştir.

Çizelge 8.2: Çark akış analizi sonuçları.

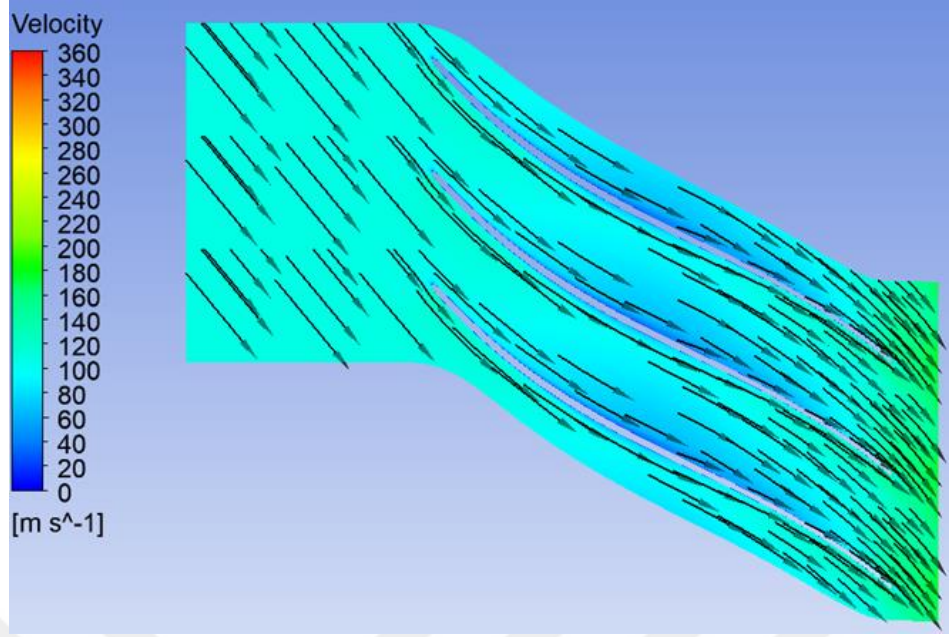
Parametre	Giriş	Çıkış
Statik Basınç (Pa)	98467	118713
Toplam Basınç (Pa)	101323	131713
Statik Sıcaklık (K)	285,80	303,03
Toplam Sıcaklık (K)	288,15	312,17
Mach sayısı	0,202	0,386
U (m/s)	253,197	509,296
V _m (m/s)	204,423	128,342
V _u (m/s)	4,7986	365,872
V (m/s)	212,869	392,612

Çizelge 8.2’den de görüldüğü üzere analiz sonucunda elde edilen değerler, ön tasarım hesaplamaları sonucunda elde edilen değerlere yakındır. Şekil 8.2’de kanadın giriş ve çıkış bölgeleri ve oluşturulan çözüm ağı yapısı verilmiştir. Şekilden de anlaşılabileceği üzere kanat etrafında sınır tabakayı ve kritik bölgeleri daha doğru çözümleyebilmek için ağ yapısı daha sık oluşturulmuştur.



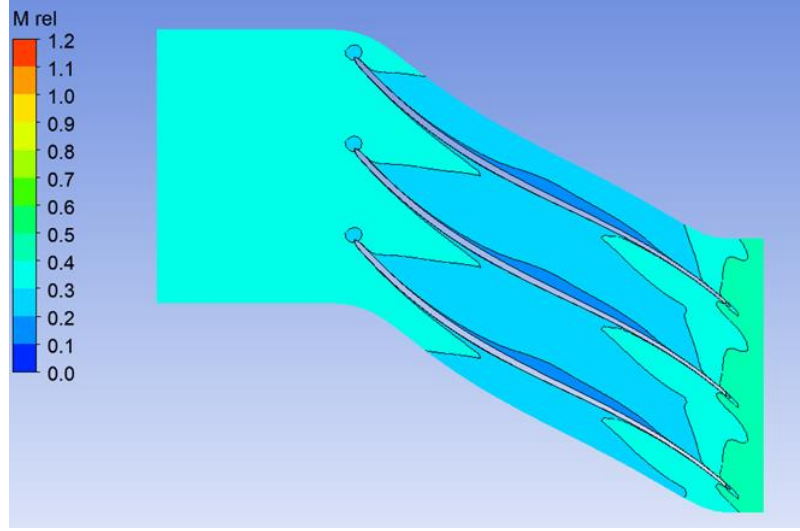
Şekil 8.2: Çözüm ağı yapısı.

Analizler gerçekleştirilirken hız vektörlerini, basınç dağılımlarının ve Mach sayısının değişimini kontrol etmek gerekmektedir. Şekil 8.3'te hız konturu ve hız vektörleri verilmiştir. Hız vektörleri, akışkanın hareket yönünü ve hızını temsil eden oklarla gösterilmiştir. Bu okların uzunluğu hız büyüklüğü ile orantılıdır. Radyal kompresörde, akışkanın giriş noktasından itibaren merkezden dışa doğru yayılan bir akış görülmektedir. Yüksek hızların genellikle kompresörün giriş kısmında veya kanat uçlarına yakın bölgelerde olduğu, düşük hızların ise genellikle akışın dışa doğru yayıldığı bölgelerde görüldüğü anlaşılmaktadır. Şekilden de görüldüğü üzere akışın kanat profilini takip ettiği ve düzenli bir şekilde kanatları terk ettiği görülmektedir. Akış hızının kanat sınırlarında ve kanat ortalarında yavaşladığı, ancak kanat profilini izleyerek devam ettiği görülmüştür.



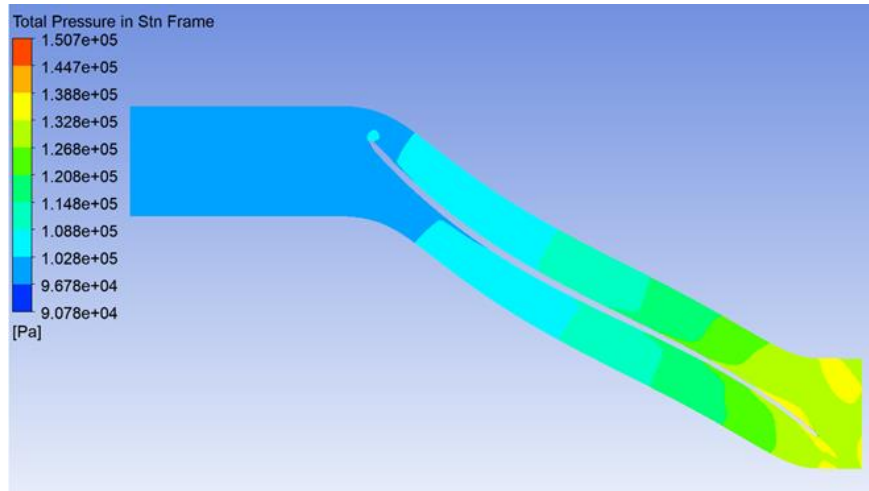
Şekil 8.3: Hız konturu ve hız vektörleri.

Şekil 8.4'te Mach sayısı konturu verilmiştir. Görselden de görüldüğü üzere Mach sayısının genellikle düşük olduğu, ancak bazı bölgelerde Mach sayısının arttığı görülmektedir. Özellikle kanatların giriş ve çıkış bölgelerinde akışın hızlandığı ve Mach sayısının arttığı görülmektedir. Bu durum, akışkanın hızının artmasıyla birlikte basıncın düşmesi ve dolayısıyla Mach sayısının artması ile ilişkilidir. Bu çalışmada da olduğu gibi radyal kompresörlerde Mach sayısının dikkatli bir şekilde kontrol edilmesi gerekir. Yüksek Mach sayıları, şok dalgaları ve diğer akış anormalliklerine yol açabilir, bu da performans ve verimliliği olumsuz etkileyebilir. Kanatların giriş ve çıkış bölgelerinde Mach sayısının yüksek olduğu ve bu alanların dikkatle analiz edilmesi gerektiği görülmektedir. Çark kanat kalınlığı yerel ivmelenme üzerinde etkili olduğundan Mach sayısını da etkilemektedir. Bu sebeple kanatların giriş ve çıkış bölgelerinde hem kanat blokajını hem de şok dalgalarını azaltmak amacıyla kanat kalınlığı olabildiğince ince tasarlanmaktadır.



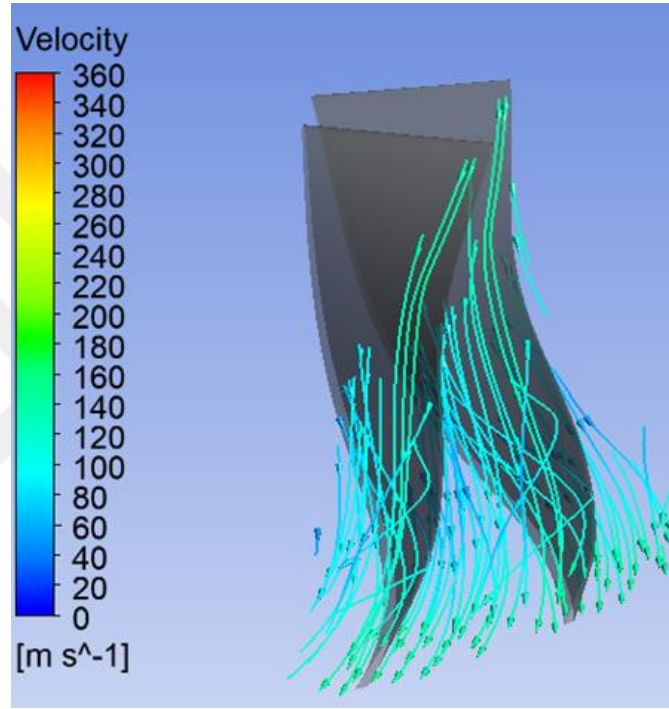
Şekil 8.4: Bağlı Mach sayısı konturu.

Şekil 8.5'te toplam basınç konturu verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere basıncın maksimum olduğu yerler hızın düşük olduğu bölgelerdir. Başka bir ifade ile hızın yüksek olduğu yerlerde basıncın düşük olduğu görülmektedir. Kompresör giriş bölümünde basıncın düşük olduğu ve çıkışa doğru basıncın kademeli olarak arttığı görülmektedir. Bu radyal kompresörlerde beklenen bir durumdur. Basınç artışı özellikle kanatların olduğu bölgelerde daha belirgindir. Bu da gazın kanatlar arasından geçerken sıkışarak basıncının arttığını gösterir. Bu tür basınç dağılımı analizleri, kompresör tasarımının performansını değerlendirmek ve akış yollarındaki basınç düşüşlerini minimize etmek için kullanılır. Özellikle basıncın çok düştüğü veya beklenmedik bir şekilde arttığı bölgeler, tasarımın iyileştirilmesi gereken alanları göstermektedir.



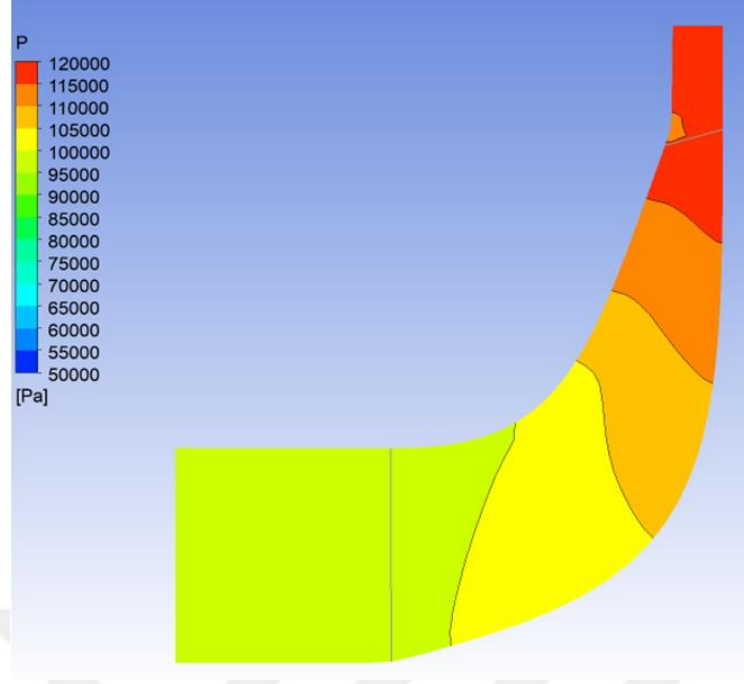
Şekil 8.5: Toplam basınç konturu.

Şekil 8.6’da iki kanat arasında kalan akış iplikçiklerinin (streamlines) görseli verilmiştir. Çarkın üç boyutlu karmaşık geometrisine karşılık akış iplikçiklerinin akışın kanat profilini izlediği ve bu profilde devam ederken kopmalara ve geri dönüşlere zorlanmadığı görülmektedir. Hızın kanatlar arasındaki dar bölgelerde arttığı, daha geniş alanlarda ise azaldığı görülmektedir. Özellikle giriş kısmında akışın daha yavaş olduğu, çıkışa doğru arttığı gözlemlenmektedir. Akışın kompresör içinde nasıl yönlendirildiğini ve hızın nasıl değiştiğini görselden anlamak mümkündür. Akış iplikçiklerinin düzgün ve kesintisiz olması, kompresörün verimli çalıştığını göstermektedir.



Şekil 8.6: Hız akış iplikçikleri.

Şekil 8.7’de meridyonel düzlemdeki basınç dağılımı verilmiştir. Giriş bölgesinde basınç nispeten düşükken, akışkan kompresörün kanatları arasında ilerledikçe basınç artışı gözlemlenmektedir. Bu da radyal kompresörlerde beklenen bir gelişmedir; akışkan sıkıştıkça basınç artar. Kırmızı ve turuncu alanlar, akışkanın en yüksek basınca ulaştığı bölgeleri gösterir. Bu bölgeler genellikle çıkışa yakındır, çünkü kompresör kanatları akışkanı sıkıştırır.



Şekil 8.7: Meridyonel basınç dağılımı.

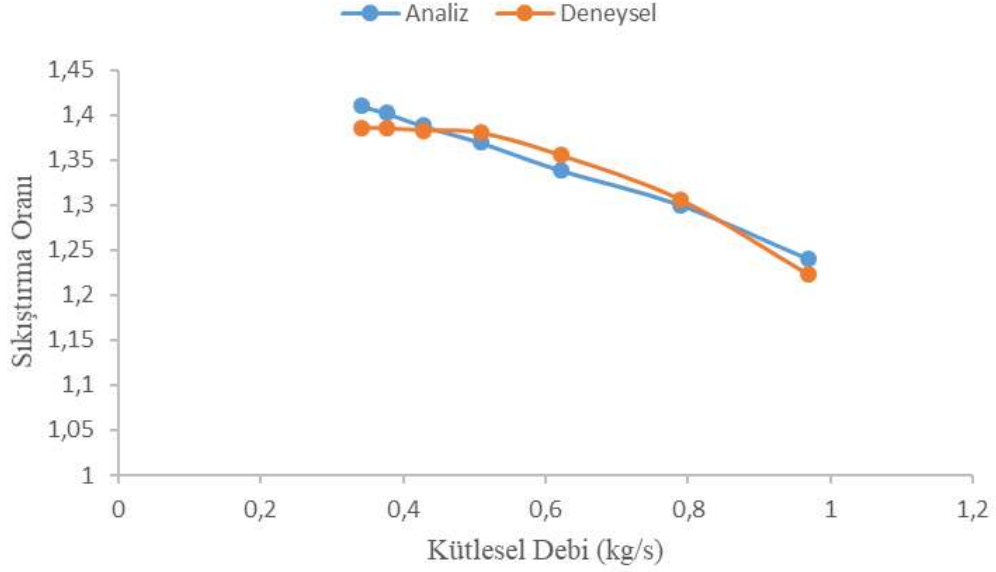
8.2 Performans Haritalarının Karşılaştırılması

Tasarımını gerçekleştirip sayısal analizi yapılan radyal kompresör ile literatürde deneysel sonuçları bulunan radyal kompresörün sonuçları Çizelge 8.3'te verilmiştir. 17473 d/d sabit hızda ve farklı kütleli debilerde gerçekleştirilen analiz sonuçları verilmiştir.

Çizelge 8.3: Kütleli debi ve basınç oranlarının yüzde hataları.

Kütleli debi analiz sonucu (kg/s)	Basınç sıkıştırma oranı analiz sonucu	Basınç sıkıştırma oranı deneysel sonuç	Kütleli debi deneysel sonuç (kg/s)	Hata oranları%
0.341	1.414	1.386	0.341	1.98
0.377	1.4011	1.385	0.377	1.15
0.428	1.3878	1.383	0.428	0.35
0.509	1.3691	1.38	0.509	0.80
0.622	1.3383	1.355	0.622	1.25
0.789	1.2999	1.306	0.789	0.47
0.969	1.2397	1.223	0.969	1.35

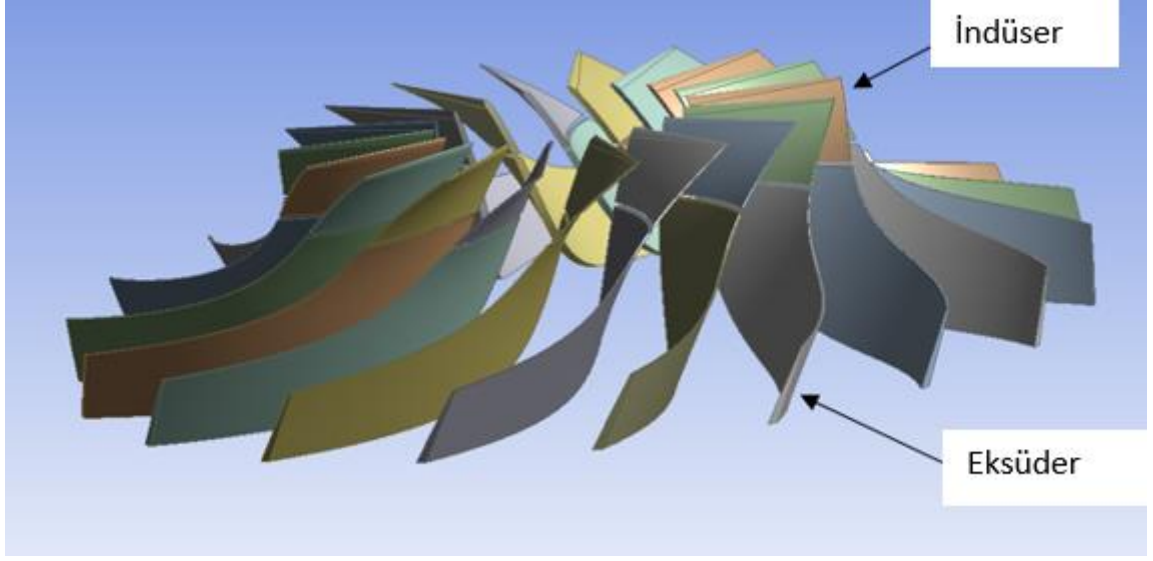
Çizelge 8.3'te görüldüğü üzere sayısal analizden elde edilen sonuçlarla literatürdeki deneysel sonuçlar arasında uyum bulunmaktadır. Deneysel sonuçlar ile sayısal analiz sonuçları arasında en yüksek %1.98'lik ve en düşük %0.35'lik hata mevcuttur ve bu hata oranı kabul edilebilir bir seviyededir. Şekil 8.8'de analiz sonuçları ile literatürdeki deneysel sonuçların eğrisel olarak karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 8.8: Analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

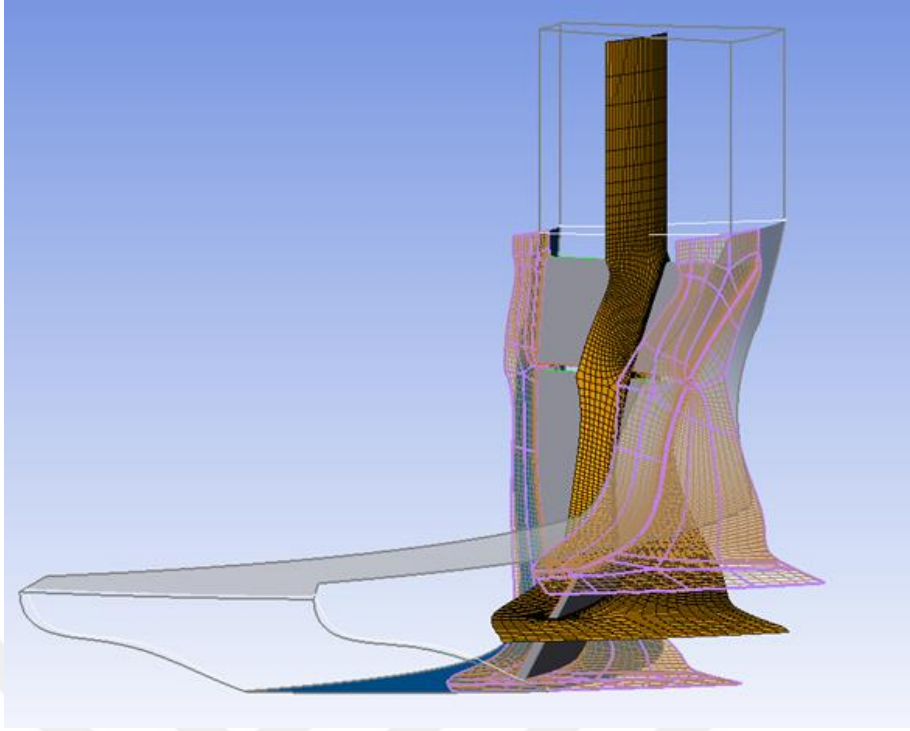
8.3 Ardışık Kanatlı Radyal Kompresörün Aerodinamik Analiz Sonuçları

Radyal kompresörün deneysel verileri mevcut olan durumları, sayısal analiz yöntemleri kullanılarak incelenmiş ve elde edilen analiz sonuçlarının deneysel verilerle uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Bu doğrulama, sayısal analizlerle desteklenen ardışık kompresör tasarımının gerçekleştirilmesine olanak sağlamıştır. Ardışık kompresörün tasarımı, sayısal analiz yazılımının DesignModeler modülünde yapılmıştır. Radyal kompresörün indüser ve eksüder bölümleri, yazılımın revolve özelliği kullanılarak tasarlanmış ve geometrisi oluşturulmuştur. Bu geometri, exportpoints özelliği aracılığıyla çözüm ağı oluşturma aracına aktarılmıştır. Tasarımı tamamlanan ardışık kanatlı radyal kompresörün görseli Şekil 8.9'da verilmiştir.



Şekil 8.9: Ardışık kanatlı radyal kompresör.

Tasarımı gerçekleştirilen ardışık kanatlı radyal kompresöre, tasarıma uygun çözüm ağı ayarlanmış ve oluşturulmuştur. Ağ büyüklüğü için “Global Size Factor” metodu kullanılmış ve sınır tabaka iyileştirme kontrolü için “Proportional to Mesh Size” yöntemi seçilmiştir. Toplam 350880 çözüm elemanı ile analizler gerçekleştirilmiştir. Bu sayının ağ bağımsızlığını sağladığı yapılan analizlerde görülmüştür. Tasarıma uygun topoloji yöntemi olarak “Tandem Vane Aligned High” metodu kullanılmıştır. Bu metod daha önceki bölümlerde de anlatıldığı üzere ardışık kanatlı tasarımlar için daha doğru sonuçlar veren özelleştirilmiş bir yöntemdir. Diğer analiz ayarları geleneksel kanatlı radyal kompresör analiz ayarlarıyla aynı bırakılmıştır. Çözüm ağı sadece tasarıma değil aynı zamanda tasarımın içindeki akışkana da uygulanmıştır. Şekil 8.10’da ardışık kanatlı çarkın çözüm ağı yapısı verilmiştir. Tek kanadın ağ yapısı görülmektedir ancak analizler tüm kanatlar için gerçekleştirilmiştir.



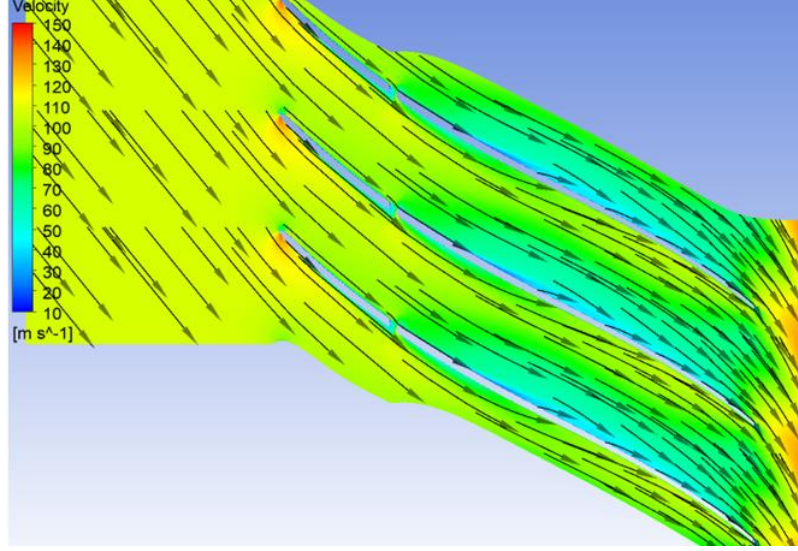
Şekil 8.10: Ardışık kanatlı çarkın çözüm ağı yapısı.

Çözücü kontrollerinde adveksiyon şemasında “high resolution” seçilmiş ve iterasyon sayısı olarak 500 girilerek yakınsayana kadar devam ettirilmiştir. Çizelge 8.4’te ardışık kanatlı radyal kompresörün performans sonuçları verilmiştir.

Çizelge 8.4: Ardışık kanatlı radyal kompresör performans sonuçları.

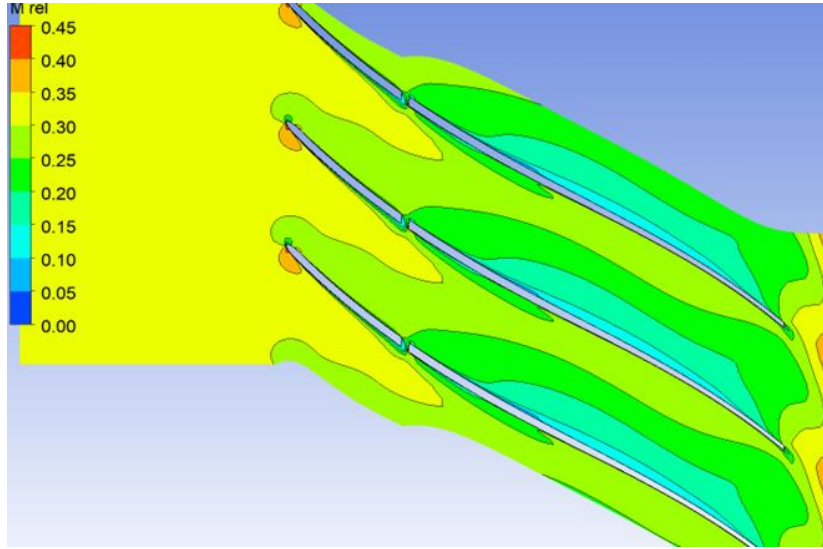
Parametre	Değer
Dönme Hızı (rad/s)	1829.77
Giriş Hacimsel Debi (m^3/s)	0.6317
Kütleli Debi (kg/s)	0.7736
İş Katsayısı	0.7109
Güç (W)	23757.7
Toplam Sıcaklık Oranı	1.1061
Toplam Basınç Oranı	1.3952
Toplam İzotropik Verim	94.3

Şekil 8.11’de ardışık kanatlı radyal kompresörün hız konturu ve hız vektörleri verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere kanatların giriş kısmında şok gözlemlenmektedir. Bu bölgede şokun oluşması kanadın hücum açısıyla bağlantılıdır. Çıkış bölgesinde hızın arttığı görülmektedir. Bu, akışın kanatlar arasında hızlandığını göstermektedir. Hız vektörlerinin yönlerine bakıldığında zaman akışın kanatların arasından düzgün bir şekilde yönlendirildiğini ve genel olarak radyal bir akış profili izlediği görülmektedir.



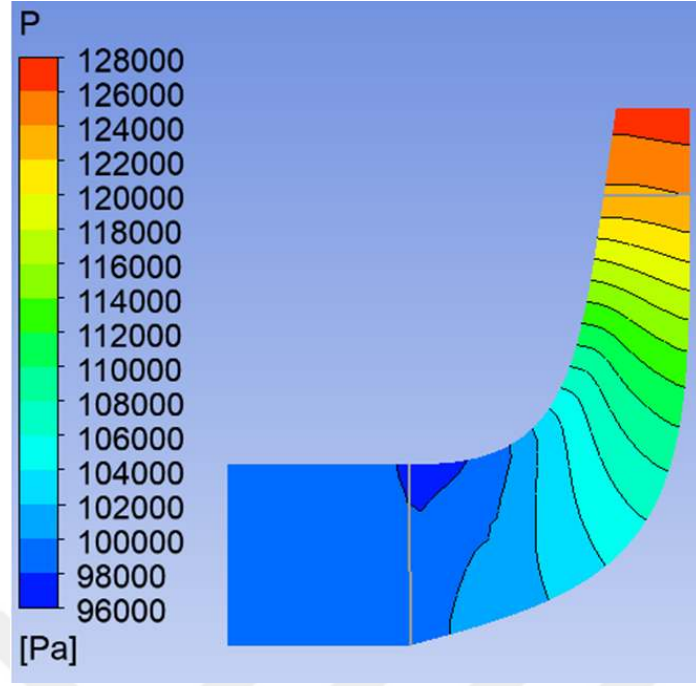
Şekil 8.11: %50 açıklıkta ardışık kanat için hız konturu ve hız vektörü.

Şekil 8.12’de %50 açıklıkta ardışık kanat için bağıl Mach sayısı konturu verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere maksimum hız, giriş bölgesindedir ve kanatların hücum kenarlarında ani hızlanmalar görülmektedir. Mevcut yüksek kütleli debi bu durumun sebebidir. Yüksek debi Mach sayısının yüksek olmasına ve şok dalgası oluşmasına sebep olmaktadır. Akışın kanatlar arasındaki dağılımı, genel olarak düzenli bir hız artışı ve dolayısıyla Mach sayısında artış gösterir.



Şekil 8.12: %50 açıklıkta ardışık kanat için bağıl Mach sayısı konturu.

Şekil 8.13’de meridyonal düzlemdeki ardışık kanatlı çarkın basınç profili verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere girişten çıkışa doğru basınçta sürekli bir artış söz konusudur, bu da kompresörün işlevini doğru bir şekilde yerine getirdiğini gösterir.



Şekil 8.13: Ardışık kanat için basınç dağılımı.

8.4 Optimizasyon Sonuçları

Giriş parametresi olarak kesme açısı (θ), dikey mesafe (X), pozisyonlama (C) ve dikey uzunluk (L) seçilmiştir ve bu parametrelerle ilgili detaylı bilgi Bölüm 7.4.1’de verilmiştir. Bu dört parametre, bir ANSYS optimizasyon modülü olan cevap yüzey optimizasyon (Response Surface Optimization) aracına aktarılmıştır. Bu optimizasyonun amacı, toplam basınç oranını ve verimliliği artırmaktır. İki optimizasyon hedefi göz önüne alındığında, tasarım çok amaçlı optimizasyon problemlerinin alanına girer. Çok amaçlı optimizasyon, mutlak en iyi çözümü belirlemeyi amaçlamaz; bunun yerine, bir dizi nispeten en iyi çözümü arar. Küresel optimizasyon yetenekleriyle ünlü genetik algoritmalar, çatışan hedeflerden kaynaklanan çok amaçlı optimizasyon problemlerini çözmek için etkili araçlar olarak öne çıkmaktadır. Bu tasarımda optimizasyon amaçları için Bölüm 7.3’te bahsedilen genetik algoritmalar kullanılmıştır.

Sonuçları görülmek istenen çıktı parametreleri cevap yüzey optimizasyon aracına tanımlanmıştır. Çıktı parametreleri olarak toplam basınç oranı ve verimlilik en önemli parametreler olarak belirlenmiştir. Belirtilen girdi parametreleri için alt ve üst sınırlar, çalışmalara bakılarak ve ardışık kanat geometrisi göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Çizelge 8.5, girdi parametreleri X, C, L ve θ için belirlenen alt ve üst sınırları göstermektedir.

Parametrelerin alt ve üst sınır değerleri cevap yüzey optimizasyon aracının tasarım noktaları modülünde girilmiştir.

Çizelge 8.5: Girdi parametrelerinin alt ve üst sınırları.

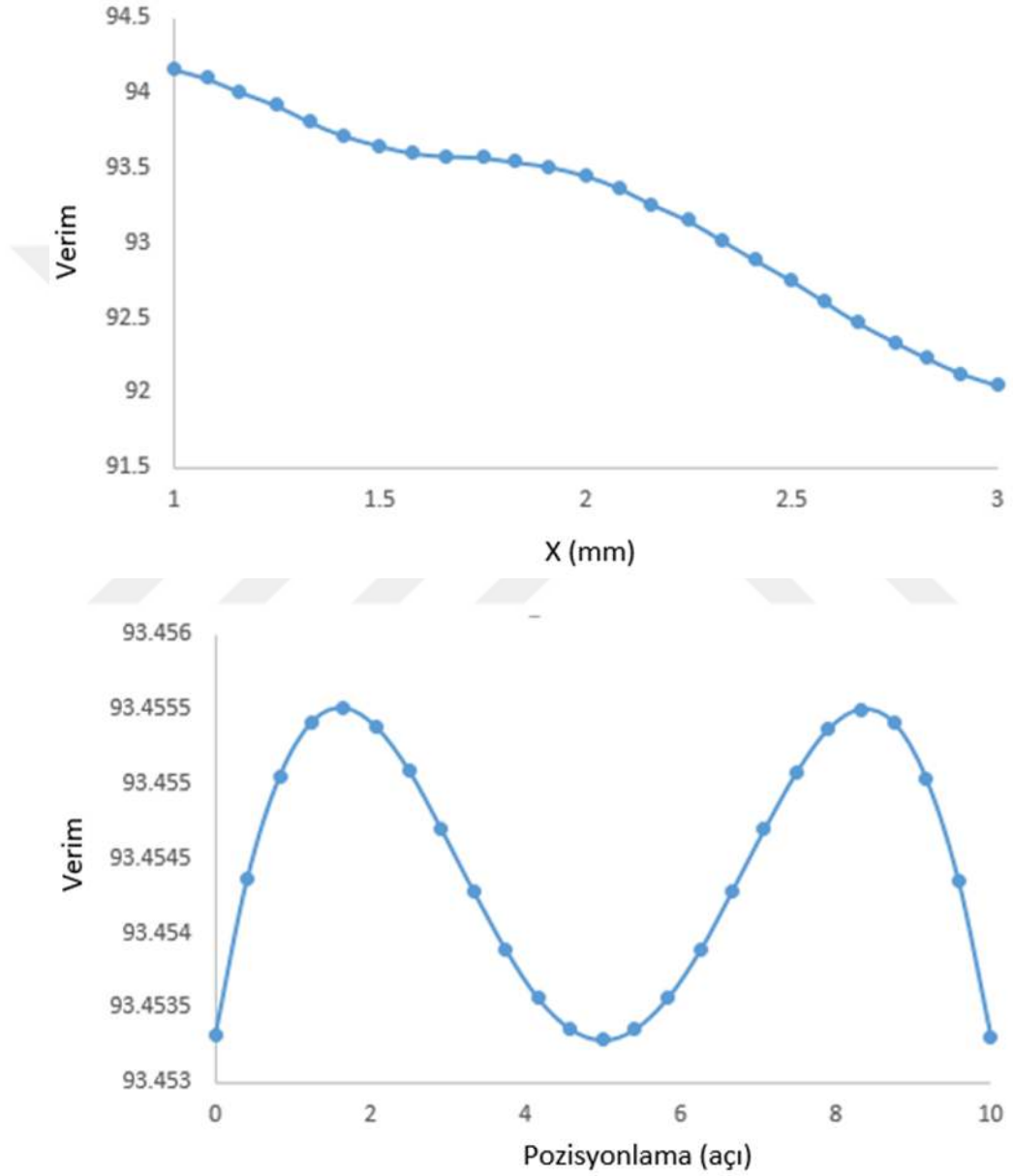
Girdi Parametreleri	Başlangıç Sınırı	Bitiş Sınırı
X (mm)	1	3
C (°)	0	10
L (mm)	15	25
θ (°)	60	105

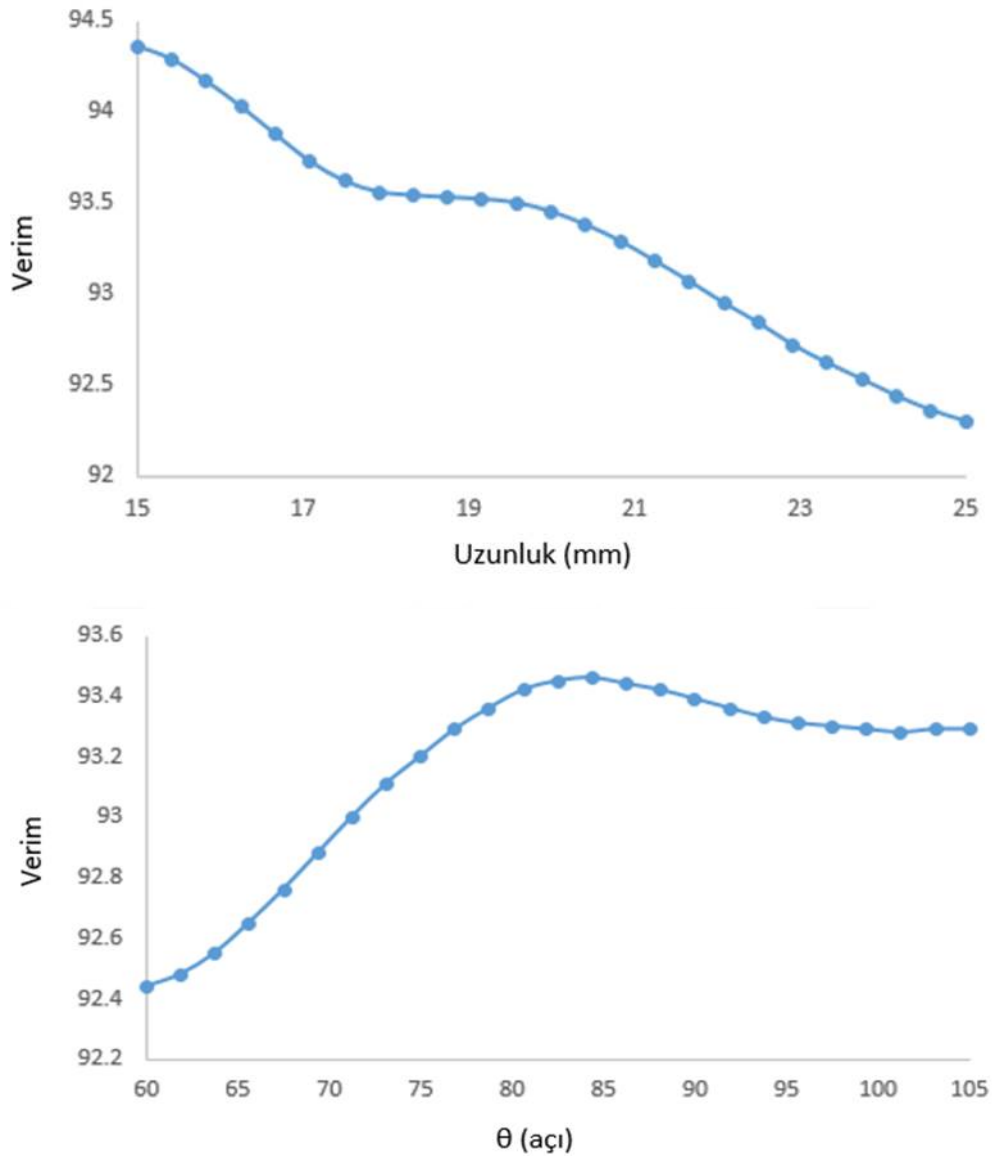
Tasarım noktaları modülü belirtilen sınırlar aralığında tasarım noktaları vermektedir. Dört girdi parametresi için toplam 25 adet tasarım noktası belirlenmiştir. Belirlenen bu tasarımlar için sayısal analizler yapılmıştır. Çizelge 8.6’da belirlenen alt ve üst sınırlar arasında oluşturulan 25 adet deney tasarım noktası ve bu parametrelerin aldıkları değerler gösterilmiştir.

Çizelge 8.6: Cevap yüzeyi tasarım noktaları.

Tasarım noktaları	θ (°)	X (mm)	C(°)	L (mm)	Verim	Basınç sıkıştırma oranı
1	82,5	2	5	20	93,4533	1,3935
2	60	2	5	20	92,3513	1,3853
3	105	2	5	20	93,3103	1,3930
4	82,5	1	5	20	94,2262	1,3965
5	82,5	3	5	20	91,9566	1,3858
6	82,5	2	0	20	93,4533	1,3935
7	82,5	2	10	20	93,4533	1,3935
8	82,5	2	5	15	94,4567	1,3968
9	82,5	2	5	25	92,2062	1,3861
10	66,6554	1,2958	1,4790	16,4790	94,2802	1,3969
11	98,3446	1,2958	1,4790	16,4790	93,7074	1,3931
12	66,6554	2,7042	1,4790	16,4790	92,3381	1,3878
13	98,3446	2,7042	1,4790	16,4790	93,4607	1,3928
14	66,6554	1,2958	8,5210	16,4790	94,2802	1,3969
15	98,3446	1,2958	8,5210	16,4790	93,7074	1,3931
16	66,6554	2,7042	8,5210	16,4790	92,3381	1,3878
17	98,3446	2,7042	8,5210	16,4790	93,4607	1,3928
18	66,6554	1,2958	1,4790	23,5210	93,0911	1,3906
19	98,3446	1,2958	1,4790	23,5210	93,2337	1,3927
20	66,6554	2,7042	1,4790	23,5210	92,5612	1,3858
21	98,3446	2,7042	1,4790	23,5210	92,2948	1,3866
22	66,6554	1,2958	8,5210	23,5210	93,0911	1,3906
23	98,3446	1,2958	8,5210	23,5210	93,2337	1,3927
24	66,6554	2,7042	8,5210	23,5210	92,5612	1,3858
25	98,3446	2,7042	8,5210	23,5210	92,2948	1,3866

Bu 25 tasarım noktası arasından izentropik verim olarak en iyi sonucun 8. tasarım noktasından ve toplam basınç oranı olarak en iyi sonucun 10 numaralı tasarım noktasından elde edildiği görülmektedir. Cevap yüzey optimizasyon aracının cevap yüzey modülünde girdi parametrelerinin aldıkları değerlere göre çıktı parametresinin aldığı değerler görüntülenebilmektedir. Girdi parametrelerinin aldıkları değerlere göre çıktı parametrelerinden olan izentropik verimin aldığı sonuç değerleri Şekil 8.14’de verilmiştir.

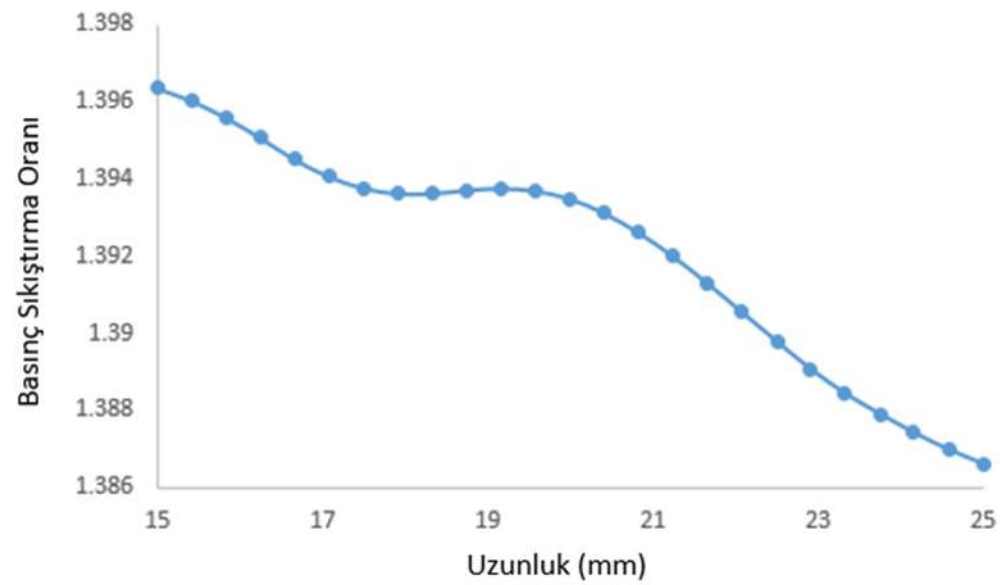
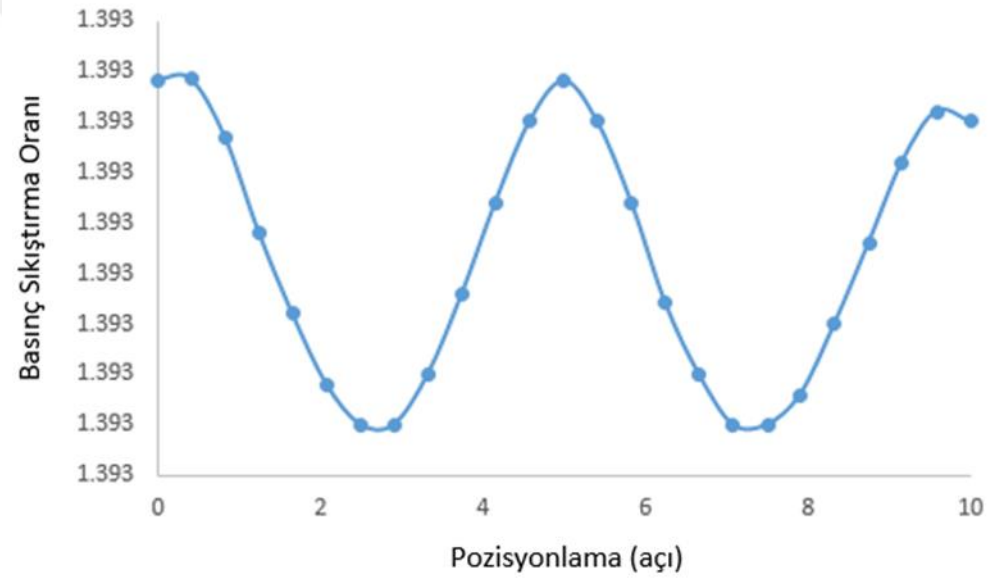
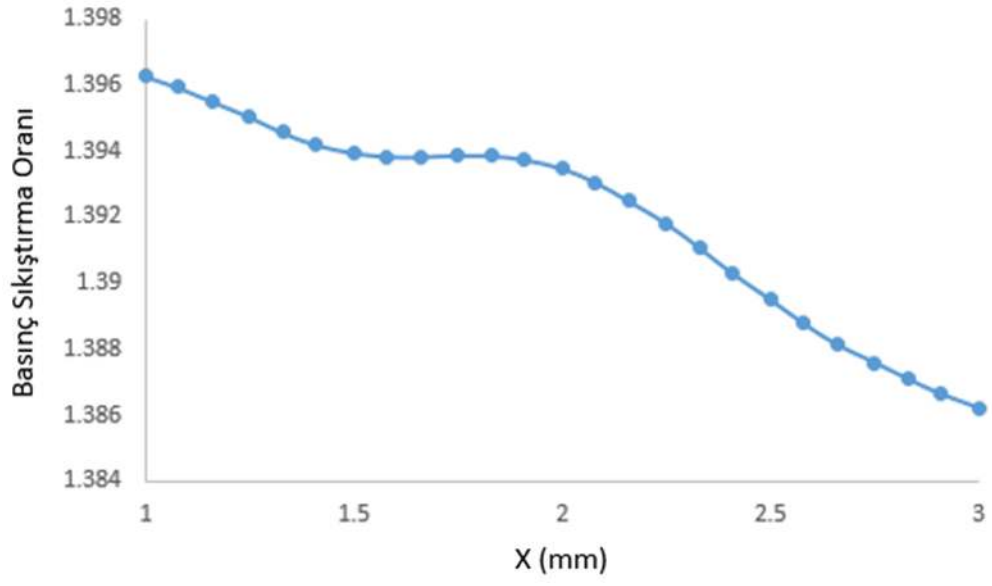


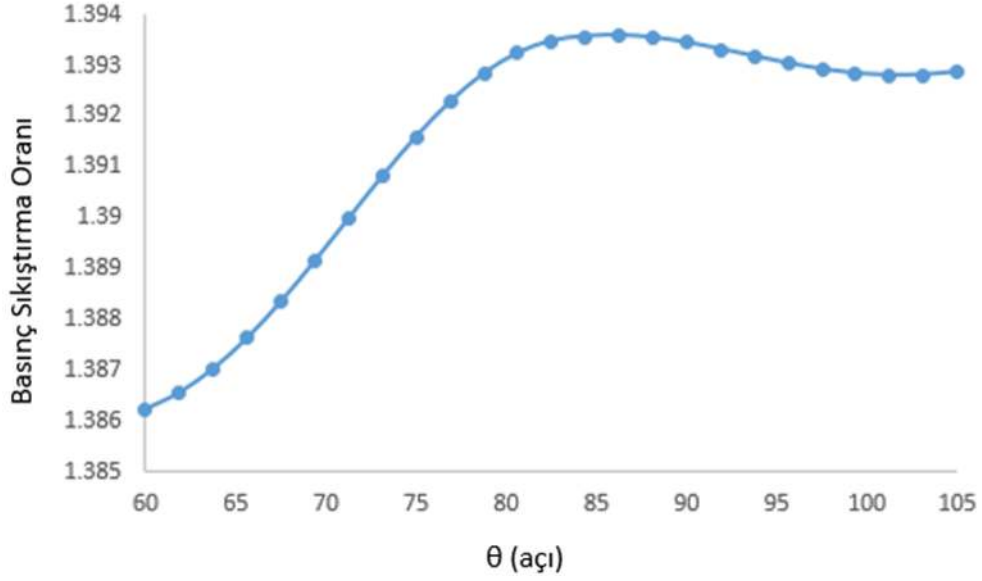


Şekil 8.14: X, C, L ve θ parametrelerinin sırasıyla verimlilik sonuç eğrileri.

Şekil 8.14'te görüldüğü gibi, verim değeri X değerinin 1 olduğu noktada en yüksek değere ulaşmaktadır. X değerinin 3 olduğu durumda verimin en düşük değere ulaştığı görülmektedir. C değerinin 5 derecelik açıda en düşük verime sahip olduğu görülmektedir. Grafikten en yüksek verim değerlerinin 1-2 ile 8-9 arasında olduğu görülmektedir. L parametresi için ise 15 mm'de verimin en yüksek olduğu görülmektedir. Grafikten L değeri arttıkça verimin azaldığı anlaşılmaktadır. θ açısı için ise verimin 85 derecelik açıda en yüksek değere ulaştığı, başlangıç değeri olan 60 derecelik açıda ise en düşük değerde olduğu görülmektedir.

Aynı modüldeki bu parametrelerin toplam basınç oranına karşılık gelen değerlerinin grafikleri Şekil 8.15'de verilmiştir.

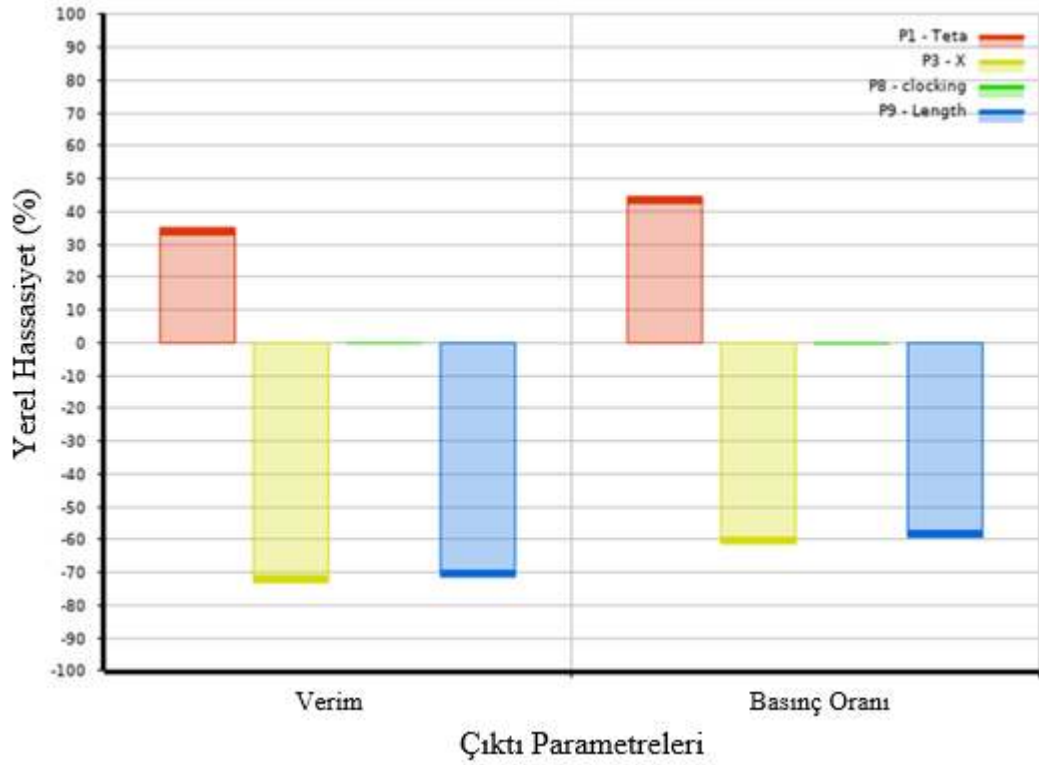




Şekil 8.15: X, C, L ve θ parametrelerinin sırasıyla basınç sıkıştırma oranı sonuç eğrileri.

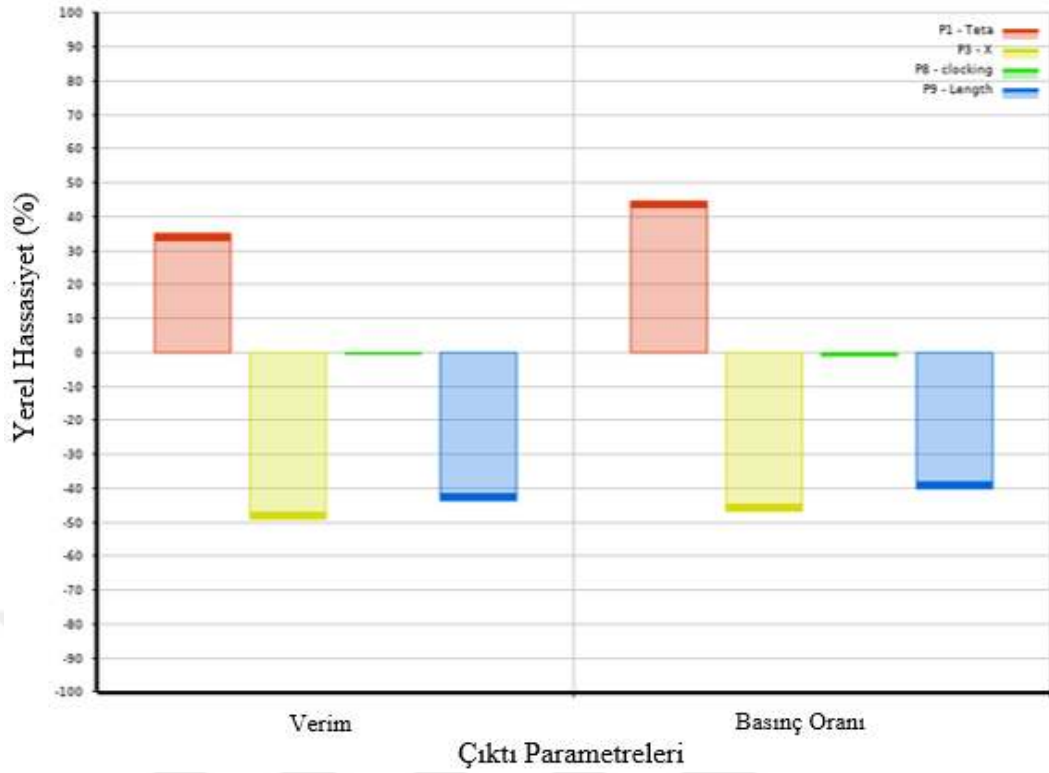
Şekil 8.15'de X değeri belirlenen alt ve üst sınırlar arasında değerler almakta olup, bu değerlere karşılık gelen toplam basınç oranları grafikten görülebilmektedir. Doğrusal olarak artmasa da, indüser ve eksüder arasındaki mesafe arttıkça toplam basınç oranının azaldığı görülmektedir. Pozisyonlama C değeri incelendiğinde, indüser ve eksüder arasındaki yatay mesafe olduğu için açılarda sürekli kendini tekrarlayan bir eğri olması beklenmektedir. Basınç sıkıştırma oranının, indüktör yükseklik değeri arttıkça 15 mm'den başlayarak azaldığı görülmektedir. En düşük değerini 25 mm'lik üst değerde aldığı görülmektedir. Toplam basınç oranının θ derecesi arttıkça önce arttığı sonra azaldığı görülmektedir. Grafikten 85 derecelik kesme açısında toplam basınç oranının en yüksek değere sahip olduğu görülmektedir.

Şekil 8.16'da girdi parametrelerin aldıkları değerlere göre yerel hassasiyet değerleri görülebilmektedir. Bir parametrenin aldığı değer diğer parametrelerin hassasiyetini ne kadar etkilediği cevap yüzey modülünde görülebilmektedir. Genellikle bir girdi parametresinin bir çıktı parametresi üzerindeki etkisi iki etki tarafından yönlendirilir. Bunlardan birincisi, çıktı parametresinin bir girdi parametresinin varyasyon aralığı boyunca değiştiği miktardır. İkincisi ise bir girdi parametresinin varyasyon aralığıdır. Varyasyon aralığı ne kadar geniş olursa girdi parametresinin etkisi o kadar büyük olur.



Şekil 8.16: Çıktı parametreleri için yerel hassasiyet oranları

Bu örnek için teta “82°”, x “2 mm”, c “0°” ve L “20 mm” değerleri kullanılarak çıktı parametrelerindeki etkileri gösterilmektedir. Örneğin θ değerinin 82° olması sonucunda izentropik verim için X değeri negatif olarak yüzde 73, L değeri ise negatif olarak yüzde 71 etkilenmiştir. Benzer şekilde basınç sıkıştırma oranı için X değeri negatif olarak yüzde 56, L değeri ise negatif olarak yüzde 53 etkilenmiştir. Pozitif hassasiyet, girdiyi artırmanın çıktıyı artırması durumunda oluşur. Negatif hassasiyet, girdiyi artırmanın çıktıyı azaltması durumunda oluşur. Teta değerinin 105° olan sınır değerini aldığı anda ise diğer parametrelerin yerel hassasiyetleri Şekil 8.17’de verilmiştir.



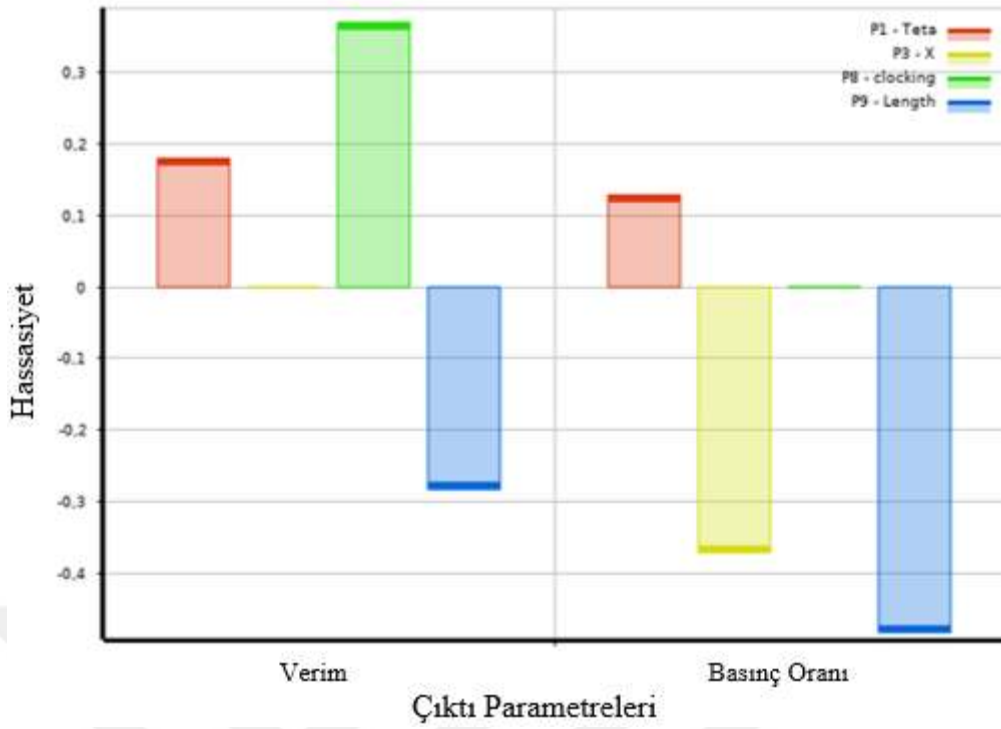
Şekil 8.17: θ , 105° için yerel hassasiyet oranları

Cevap yüzey optimizasyon aracının son modülü olan optimizasyon modülünde ise basınç sıkıştırma oranı ve izentropik verimin en yüksek olduğu değerler hedeflenerek optimizasyon işlemleri başlatılmıştır. Optimizasyon yöntemi olarak çok amaçlı genetik algoritma (MOGA) yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemle başlangıçta 4000 tasarım noktası oluşturulur ve her iterasyonda 800 tasarım noktasıyla devam eder. Maksimum 20 iterasyonda 3 tane optimum tasarım elde edilir. Çizelge 8.7’de optimum tasarım noktalarının değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 8.7: En iyi üç tasarım noktası.

	Tasarım noktası 1	Tasarım noktası 2	Tasarım noktası 3
θ (°)	76,166	75,398	77,616
X (mm)	1,001	1,0002	1,0003
C (°)	5,0217	5,0217	5,3439
L (mm)	15,005	15,005	15,005
Verim	94,61	94,609	94,61
Basınç sıkıştırma oranı	1,3985	1,3986	1,3985

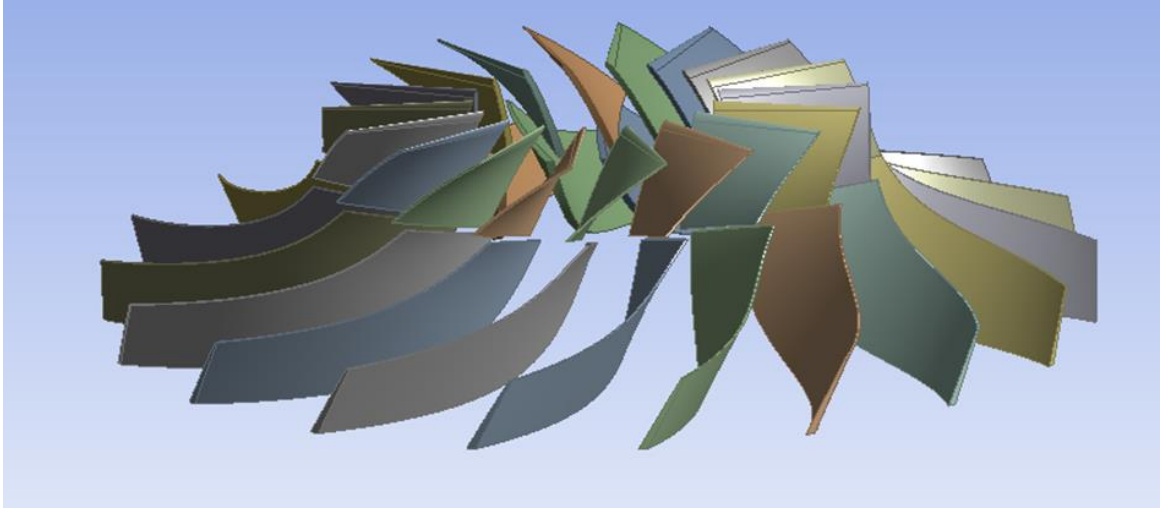
Optimizasyon sonucunda tıpkı yerel hassasiyet grafiğinde olduğu gibi genel hassasiyet sonuçları da görülebilmektedir. Şekil 8.18’de çıktı parametreleri için genel hassasiyet sonuçları verilmiştir.



Şekil 8.18: Çıktı parametreleri için genel hassasiyet oranları.

Şekil 8.18’de verim parametresini teta ve pozisyonlama parametrelerinin pozitif olarak etkilediği, uzunluk parametresinin negatif olarak etkilediği görülmektedir. X parametresinin ise verimin genel hassasiyetine etki etmediği görülmektedir. Basınç sıkıştırma oranını teta parametresinin pozitif olarak etkilediği, X ve uzunluk parametrelerinin negatif olarak etkilediği görülmektedir. Basınç sıkıştırma oranı için ise pozisyonlama parametresinin genel hassasiyette etkisinin olmadığı görülmektedir.

Çizelge 8.7’de değerler ve sonuçlar birbirlerine çok yakın olduklarından bu tasarım noktalarından 1 numaralı tasarım seçilmiş ve ona göre geometri oluşturulup farklı debilerdeki analizler yapılmıştır. Bir numaralı tasarımın geometrisi Şekil 8.19’da gösterilmiştir.



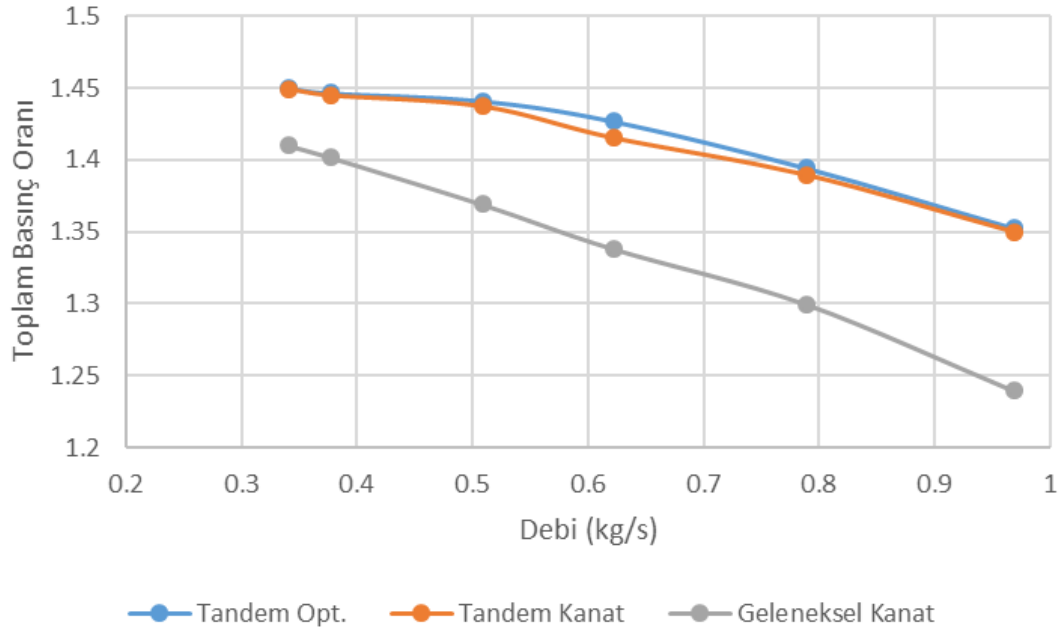
Şekil 8.19: Optimum tasarım geometrisi.

Daha önce deneysel sonuçlarla doğruluğundan emin olduğumuz analiz yöntemi ile farklı debilerdeki analizler ardışık kanatlı tasarım için gerçekleştirilmiştir. Analizlerde kullanılan debiler ve analiz sonuçlarından elde edilen değerler Çizelge 8.8’de verilmiştir. Ardışık kanatlı optimum tasarım, ardışık kanatlı tasarım ve geleneksel kanatlı tasarım için elde edilen basınç sıkıştırma oranı sonuçları verilmiştir.

Çizelge 8.8: Debiye karşılık gelen analiz sonuçları.

Debi (kg/s)	Ardışık Opt. Tasarım	Ardışık Tasarım	Geleneksel Kanat Tasarım
0.341	1,4499	1,4493	1,41
0.377	1,4465	1,4448	1,4018
0.509	1,441	1,4371	1,3691
0.622	1,427	1,4153	1,3383
0.789	1,3945	1,3896	1,2999
0.969	1,3525	1,35	1,2397

Ardışık optimum kanat tasarımı, ardışık kanat tasarımı ve geleneksel kanat tasarımının aynı hız, farklı debilerdeki grafiksel sonuçları Şekil 8.20’de verilmiştir.



Şekil 8.20: Analiz sonuçlarının karşılaştırılması.

Şekil 8.20’de gösterildiği üzere, tandem optimum kanatlı çarkın analiz sonuçları, hem tandem kanatlı çarktan hem de geleneksel kanatlı çarktan daha üstün performans sergilemiştir. Yapılan değerlendirmeler sonucunda, tandem optimum kanatlı çarkın, geleneksel kanatlı çarka kıyasla ortalama %5.71 daha yüksek performans gösterdiği ve standart tandem kanatlı çarka göre ise %0.3 daha yüksek performans sergilediği belirlenmiştir.

9. SONUÇ VE ÖNERİLER

Radyal kompresör tasarımı hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Literatürde deneysel sonuçları bulunan bir radyal kompresörün ilk olarak iki boyutlu teorik tasarımı yapılmış, ardından bu tasarımın, ANSYS Vista CCD ile üç boyutlu modele ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizine geçmeden önce karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan ön hesaplamaların sonucu ile Vista CCD’de yaptırılan hesaplamaların benzerlik gösterdiği görülmüştür. Vista CCD’den elde edilen iki boyutlu tasarım ANSYS BladeGen’e aktarılmış ve üç boyutlu kanat tasarımı gerçekleştirilmiştir. Üç boyutlu tasarıma uygun çözüm ağı oluşturulmuş ve HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler gerçekleştirilirken giriş, çıkış sınır şablonunda girişteki toplam basınç ve çıkıştaki kütleli debi şablonu kullanılmıştır.

Sayısal analizler ve optimizasyon sonuçları ile ilgili sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri sonucunda akış davranışı kontrol edilmiş, mevcut deneysel sonuçlarla arasındaki ilişkiler incelenmiştir. Problemler ve istenen değerler dışında elde edilen sonuçlar incelenmiş ve istenen koşullar ve değerler yakalanıncaya kadar tasarım üzerindeki çalışmalara devam edilmiştir. Tasarıma uygun çözüm ağının oluşturulmasının önemli olduğu görülmüştür. Bu yüzden analiz sonucunun çözüm ağından bağımsız olduğuna emin olmak için çözüm ağı bağımsızlığı çalışması yapılmış ve çözüm ağının, sonuçları etkilemediği en düşük elemanlı çözüm ağı kullanılarak analizler devam ettirilmiştir. Elde edilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmış ve kütleli debi ve basınç oranının birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür. Analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında maksimum % 1,98 hata oranı ve minimum % 0,35 hata oranı olduğu görülmüştür.
- Yapılan sayısal analiz sonuçlarının literatürdeki deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görüldükten sonra ardışık kanatlı radyal kompresör tasarımı ANSYS DesignModeler kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen bu ardışık kanatlı radyal kompresör için kritik tasarım parametrelerinin akış parametreleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Dört giriş parametrelili ardışık kanatlı radyal kompresörün analizleri yapılmıştır. Bu girdi

parametreleri için belirlenen alt ve üst sınırlar içerisinde toplam 25 adet deney tasarım noktası oluşturulmuş olup bu tasarımlar için analizler gerçekleştirilmiştir.

- Yapılan analizler sonucunda, girdi parametrelerinden X değerinin bir seviyesinde izentropik verim ve basınç sıkıştırma oranının maksimum değerlere ulaştığı tespit edilmiştir. C parametresinin 5 derece olduğu durumda, izentropik verimin en düşük seviyede olduğu ancak basınç sıkıştırma oranının maksimum seviyeye ulaştığı gözlemlenmiştir. L parametresinin 15 mm değerinde ise hem izentropik verimin hem de basınç sıkıştırma oranının en yüksek seviyelerde olduğu belirlenmiştir. Son olarak θ parametresinin 85 derecelik açısında hem izentropik verim hem de basınç sıkıştırma oranının en yüksek değerlere ulaştığı görülmüştür.
- Yerel hassasiyetlerde pozisyonlama parametresinin çıktı parametrelerini etkilemediği görülmüştür. Diğer parametrelerin sabit tutulup teta açısının yükseltilmesiyle X ve L parametrelerinin hassasiyetlerinin düştüğü görülmüştür. MOGA optimizasyon yöntemi kullanılarak, başlangıçta 4000 tasarım noktası oluşturulmuş ve her iterasyonda 800 tasarım noktası değerlendirilmiştir. Toplamda 20 iterasyon sonucunda, toplam basınç oranı ve izentropik verim parametrelerinin maksimum değerlere ulaştığı üç farklı optimum tasarım elde edilmiştir.
- Optimizasyon sonucunda elde edilen genel hassasiyette ise izentropik verim için X parametresinin, toplam basınç oranı için ise pozisyonlama parametresinin değerinin yüzdelik olarak sıfır olduğu görülmüştür. En yüksek performansa sahip tasarım noktası birin parametre değerleri θ açısı 76.166° , X uzunluk değeri 1.001 mm, pozisyonlama açısı 5.0217° ve dikey uzunluk değeri 15.005 mm olduğu görülmüştür. Bu tasarım noktasının izentropik verim değerinin %94.61 ve toplam basınç oranının 1.3985 olduğu görülmüştür.
- Ardışık kanatlı optimum tasarım, ardışık kanatlı tasarım ve geleneksel kanatlı tasarım olmak üzere üç farklı tasarım için aynı hızda ve farklı debilerde hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri gerçekleştirilmiştir. Akış analizlerinin yapılmasından sonra tasarımların performans haritaları oluşturulmuştur. Yapılan bu analizler sonucunda ardışık kanatlı optimum tasarımın, ardışık kanatlı tasarım ve geleneksel kanatlı tasarıma göre daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Tandem optimum kanatlı çarkın geleneksel kanatlı çarktan ortalama %5.71 oranında daha yüksek performans gösterdiği

ve tandem kanatlı çarka göre ise %0.3 daha yüksek performans sergilediği tespit edilmiştir.

9.1 Öneriler

Çalışma için öneriler ve değerlendirmeler aşağıdaki gösterildiği gibi sıralanabilir;

- Ardışık kanatlı radyal kompresörün performansı iyileştirmek için gerçekleştirilen analizlere eklenecek birçok parametrik analiz vardır. Kanat tasarımları, kanat sayısı, hücum ve firar açısı gibi birçok parametre kompresör performansı üzerinde etkili olabilmektedir. İlerleyen zamanlardaki çalışmalarda bu parametrelerin hem birbirleriyle olan ilişkilerinin hem de genel kompresör performansına etkilerinin geniş kapsamlı parametrik çalışmalarla incelenmesi mümkündür.
- Her ne kadar analizler literatürdeki testlerle doğrulanmış olsa bile ardışık kanatlı radyal kompresör için test düzeneği kurulup deneysel çalışmalar yapılması sonuçların doğruluğunu göstermek için faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **RAMA, S. GORLA, R. KHAN, AA.** (2003). *Turbomachinery: Design and Theory*, Marcel Dekker Inc, New York.
- [2] **Virdi, P. S., Khan, M. S., Pereira, N., Suresh, K. V., & D'Silva, R. S.** (2017). Design and fabrication of major components of turbojet engine. *Energy and Power*, 7(5), 130-135.
- [3] **Arthur H. Lefebvre**, (1983). 'Gas Turbine Combustion', Hemisphere Publishing, USA
- [4] **Thomas R Yechout**, (2003). 'Introduction to aircraft flight Mechanics', Reston, VA, American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- [5] **Dennis G**, (1956). 'Principles of Turbo machinery', McMillan ISBN 0-471-85546-4. LCCN 56002849.
- [6] **Gordon C. Oates**, (1985). 'Aero thermodynamics of Aircraft Engine Components', AIAA education series New York.
- [7] **Boyce, M.P.** (1993). Principles of Operation and Performance Estimation of Centrifugal Compressors. In *Proceedings of the 22nd Turbomachinery Symposium*, Houston, TX, USA, 14–16 September; pp. 161–177.
- [8] **Yoon, S. Y., Lin, Z., & Allaire, P. E.** (2013). Experimental evaluation of a surge controller for an AMB supported compressor in the presence of piping acoustics. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 22(3), 1215-1223.
- [9] **Gresh, T. M.** (2001). *Compressor Performance: Aerodynamics for the User*. USA: Elsevier Science, 43-57.
- [10] **Url-1**(2024). <<https://www.scribd.com/document/190051353/Advantages-of-Oil-Free-Screw-Compressors>>, 5 Agustos, 2024 tarihinde alındı.
- [11] **Gunees, M.** (2022). Performance enhancement of turbocharger centrifugal compressor. (Doktora Tezi). Fen Bilimleri Enstitüsü. Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [12] **Url-1**(2024). <https://www.youtube.com/watch?v=PQQSue7IX3s&ab_channel=AERO737>, 5 Agustos, 2024 tarihinde alındı.
- [13] **Li, Z., Zhao, S., Lu, X. G., Han, G., Yang, C., & Zhu, J.** (2020). Inducer/exducer matching characteristics inside tandem impellers of a highly loaded centrifugal compressor. *Journal of Thermal Science*, 29, 928-944.
- [14] **Hirano, T., Tsujita, H., Gu, R., & Minorikawa, G.** (2009). Design and Prototyping Micro Centrifugal Compressor for Ultra Micro Gas Turbine. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2(4), 426-430.
- [15] **Van den Braembussche, R. A.** (2005). Micro gas turbines—a short survey of design problems. *Micro Gas Turbines*, 1, 1-2.
- [16] **İçke, R. Ö., & Tunçer, O.** (2016). Bir mikro turbojet motorun ters mühendislik ile incelenmesi. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 18(54), 562-579.

- [17] **Aytaç, Z., & Yücel, N.** (2020). Development of a Design Methodology for a Centrifugal Compressor with the Utilization of CFD. *Politeknik Dergisi*, 23(1), 231-239.
- [18] **Jiang, W., Khan, J., & Dougal, R. A.** (2006). Dynamic centrifugal compressor model for system simulation. *Journal of power sources*, 158(2), 1333-1343.
- [19] **Schiffmann, J., & Favrat, D.** (2010). Design, experimental investigation and multi-objective optimization of a small-scale radial compressor for heat pump applications. *Energy*, 35(1), 436-450.
- [20] **Ceylanoğlu, A.** (2009). An accelerated aerodynamic optimization approach for a small turbojet engine centrifugal compressor (Master's thesis, Middle East Technical University).
- [21] **Mojaddam, M., & Moussavi Torshizi, S. A.** (2017). Design and optimization of meridional profiles for the impeller of centrifugal compressors. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31, 4853-4861.
- [22] **Moussavi Torshizi, S. A., Hajilouy Benisi, A., & Durali, M.** (2016, June). Numerical optimization and manufacturing of the impeller of a centrifugal compressor by variation of splitter blades. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 49866, p. V008T23A023). American Society of Mechanical Engineers.
- [23] **Swain, D., & Engeda, A.** (2014). Performance impact of impeller blade trimming on centrifugal compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 228(8), 878-888.
- [24] **Mostefa, B., Kaddour, R., Embarek, D., & Amar, K.** (2021). Analysis and Optimization of the Performances of the Centrifugal Compressor Using the CFD. *International Journal of Heat & Technology*, 39(1).
- [25] **Shaaban, S.** (2015). Design optimization of a centrifugal compressor vaneless diffuser. *International Journal of Refrigeration*, 60, 142-154.
- [26] **Kim, C., Lee, H., Yang, J., Son, C., & Hwang, Y.** (2016). Study on the performance of a centrifugal compressor considering running tip clearance. *International Journal of Refrigeration*, 65, 92-102.
- [27] **Xu, C., & Amano, R. S.** (2018). Centrifugal compressor performance improvements through impeller splitter location. *Journal of Energy Resources Technology*, 140(5), 051201.
- [28] **Sun, J., Ding, J., Chen, S., & Li, J.** (2015, Ekim). Numerical Simulation of centrifugal compressor impeller flow field based on ANSYS Workbench. In *5th International Conference on Advanced Design and Manufacturing Engineering* (pp. 449-453). Atlantis Press.
- [29] **Ahmad, N., Bin, J., Qun, Z., Ahmad, S. A., & Fawzy, H.** (2020). Performance enhancement of a transonic axial flow compressor with circumferential casing grooves to improve the stall margin. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 13(1), 221-232.
- [30] **Liang, D., Yang, H., Xu, C., Jiang, Y., & Yi, Z.** (2020). The recent progresses in industrial centrifugal compressor designs. *Int. J. Fluid Mech. Therm. Sci.*, 6(2), 61-69.

- [31] Ahmad, N., Zheng, Q., Fawzy, H., Jiang, B., & Ahmed, S. A. (2020). Performance improvement of axial compressor by introduction of circumferential grooves. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 1-21.
- [32] Galerkin, Y., Reksrin, A., & Drozdov, A. (2017, Agosto). 2D and 3D impellers of centrifugal compressors—advantages, shortcomings and fields of application. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 232, No. 1, p. 012040). IOP Publishing.
- [33] Ju, Y., Liu, Y., Jiang, W., & Zhang, C. (2021). Aerodynamic analysis and design optimization of a centrifugal compressor impeller considering realistic manufacturing uncertainties. *Aerospace Science and Technology*, 115, 106787.
- [34] Xu, C., Yang, H., Jiang, Y., & Yi, Z. (2019). The development of an integrally geared centrifugal compressor. *International Journal of Fluid Mechanics & Thermal Sciences*, 5(1), 1-9.
- [35] Yoon, S. Y., Lin, Z., Lim, K. T., Goyne, C., & Allaire, P. E. (2009, Aralık). Model validation for an AMB-based compressor surge control test rig. In *Proceedings of the 48th IEEE Conference on Decision and Control (CDC) held jointly with 2009 28th Chinese Control Conference* (pp. 756-761). IEEE.
- [36] Hadavandi, R., Fontaneto, F., & Desset, J. (2018). Complete characterization of a highly loaded low pressure compressor at different reynolds numbers for computational fluid dynamics simulations. *Journal of Turbomachinery*, 140(6), 061008.
- [37] Ahmad, N., Zheng, Q., Fawzy, H., Lin, A., & Jiang, B. (2021). CFD investigation of an axial compressor with casing treatment for the enhancement of the stall margin. *Scientia Iranica*, 28(6), 3156-3167.
- [38] Li, J., Yin, Y., Li, S., & Zhang, J. (2013). Numerical simulation investigation on centrifugal compressor performance of turbocharger. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27, 1597-1601.
- [39] Aghaei tog, R., Mesgharpoor Tousi, A., & Soltani, M. (2007). Design and CFD analysis of centrifugal compressor for a microgasturbine. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 79(2), 137-143.
- [40] Sadagopan, A., & Camci, C. (2019). A design strategy for a 6: 1 supersonic mixed-flow compressor stage. *Aerospace Science and Technology*, 87, 265-277.
- [41] Klassen, H. A., Wood, J. R., & Schumann, L. F. (1977). Experimental performance of a 13.65-centimeter-tip-diameter tandem-bladed sweptback centrifugal compressor designed for a pressure ratio of 6 (No. NASA-TP-1091).
- [42] Roberts, D. A., & Kacker, S. C. (2002). Numerical investigation of tandem-impeller designs for a gas turbine compressor. *J. Turbomach.*, 124(1), 36-44.
- [43] Ju, Y. P., & Zhang, C. H. (2014). Design optimization and experimental study of tandem impeller for centrifugal compressor. *Journal of Propulsion and Power*, 30(6), 1490-1501.

- [44] **Li, Z., Lu, X., Han, G., Huang, E., Yang, C., & Zhu, J.** (2020). Numerical and experimental investigation of flow mechanism and application of tandem-impeller for centrifugal compressor. *Aerospace Science and Technology*, 100, 105819.
- [45] **Pan, R., Song, Z., & Liu, B.** (2020). Optimization design and analysis of supersonic tandem rotor blades. *Energies*, 13(12), 3228.
- [46] **Tao, Y., Wu, Y., Yu, X., & Liu, B.** (2020). Analysis of Flow Characteristic of Transonic Tandem Rotor Airfoil and Its Optimization. *Applied Sciences*, 10(16), 5569.
- [47] **Li, Z., Zhao, S., Lu, X. G., Han, G., Yang, C., & Zhu, J.** (2020). Inducer/exducer matching characteristics inside tandem impellers of a highly loaded centrifugal compressor. *Journal of Thermal Science*, 29, 928-944.
- [48] **Li, Z., Han, G., Lu, X., Huang, E., & Zhao, S.** (2020). Improving the operating range using a centrifugal compressor with a tandem impeller. *Aerospace Science and Technology*, 96, 105548.
- [49] **Hlaváček, D., & Hanus, D.** (2016). Results of the development of a tandem-bladed centrifugal compressor stage. *Studentská tvůrčí činnost 2016*.
- [50] **Erdmenger, R. R., & Michelassi, V.** (2015, June). Influence of tandem inducers on the performance of high pressure ratio centrifugal compressors. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 56659, p. V02CT42A024). American Society of Mechanical Engineers.
- [51] **Li, Z., Lu, X., Han, G., Zhang, Y., Zhao, S., & Zhu, J.** (2020). The performance of a centrifugal compressor with a tandem impeller in off-design conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 234(2), 156-172.
- [52] **Noman Danish, S., Ud-Din Khan, S., Umer, U., Rehman Qureshi, S., & Ma, C.** (2014). Performance evaluation of tandem bladed centrifugal compressor. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 8(3), 382-395.
- [53] **Josuhn-Kadner, B.** (1994, June). Flow field and performance of a centrifugal compressor rotor with tandem blades of adjustable geometry. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 78835, p. V001T01A004). American Society of Mechanical Engineers.
- [54] **Josuhn-Kadner, B., & Hoffmann, B.** (1993). Investigations on a radial compressor tandem-rotor stage with adjustable geometry.
- [55] **Ju, Y., & Zhang, C.** (2010, October). Multi-objective optimization design method for tandem compressor cascade at design and off design conditions. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 44021, pp. 785-796).
- [56] **McGlumphy, J., Ng, W. F., Wellborn, S. R., & Kempf, S.** (2009). Numerical investigation of tandem airfoils for subsonic axial-flow compressor blades.
- [57] **Bammert, K., & Staude, R.** (1980). Optimization for rotor blades of tandem design for axial flow compressors.
- [58] **Li, Z., Wu, Y., & Lu, X.** (2022). Performance improvement of a highly loaded transonic centrifugal compressor with tandem impeller and freeform blade configuration. *Energies*, 15(24), 9283.

- [59] **Li, Z., Lu, X., Zhang, Y., Han, G., Yang, C., & Zhao, S.** (2018). Numerical investigation of a highly loaded centrifugal compressor stage with a tandem bladed impeller. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 232(3), 240-253.
- [60] **Cuturi, N., & Sciubba, E.** (2021). Design of a tandem compressor for the electrically-driven turbocharger of a hybrid city car. *Energies*, 14(10), 2890.
- [61] **Mohsen, M., Owis, F. M., & Hashim, A. A.** (2017). The impact of tandem rotor blades on the performance of transonic axial compressors. *Aerospace Science and Technology*, 67, 237-248.
- [62] **Cao, Z., Gao, X., Zhang, X., Zhang, F., & Liu, B.** (2022). Effect of endwall passage vortex generator on corner stall of a tandem compressor cascade. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 94, 108946.
- [63] **Sadagopan, A., & Camci, C.** (2019). Viscous flow and performance issues in a 6: 1 supersonic mixed-flow compressor with a tandem diffuser. *Aerospace Science and Technology*, 88, 9-21.
- [64] **Kulkarni, V.V.; Anil, T.R.; Rajan, N.K.S.** (2016). An Impeller Blade Analysis of Centrifugal Gas Compressor Using CFD. *Int. J. Innov. Eng. Technol.* 7, 217–223.
- [65] **Bloch, H. P.** (2006). *A practical guide to compressor technology*. John Wiley & Sons.
- [66] **Engeda, A.** (2001). The unsteady performance of a centrifugal compressor with different diffusers. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 215(5), 585-599.
- [67] **Dean R.** (1972). Advanced radial compressors. In: *Advanced Radial Compressors*, von Karman Institute Lecture Series 50
- [68] **Johnston JP** 1974 The effects of rotation on boundary layers in turbomachine rotors. In: *Fluid Mechanics, Acoustics and Design of Turbomachinery*, NASA SP 304, Part I, 207–242.
- [69] **Koyama H, Masuda S, Ariga J and Watanabe J** 1978 Stabilizing and destabilizing effects of Coriolis force on 2D laminar and turbulent boundary layers. *ASME* 78-GT-01.
- [70] **Van den Braembussche, R.** (2019). *Design and analysis of centrifugal compressors*. John Wiley & Sons.
- [71] **Casey, M., & Robinson, C.** (2021). *Radial Flow Turbocompressors*. Cambridge University Press.
- [72] **Gorla, R. S., & Khan, A. A.** (2003). *Turbomachinery: design and theory*. Crc Press.
- [73] **Aytaç, Z** (2020). Bir mini jet motoru için radyal kompresörün akış ve yapısal analiz yöntemleri kullanılarak tasarımı. (Doktora Tezi). Fen Bilimleri Enstitüsü. Gazi Üniversitesi.
- [74] **Forsthoffer, M. S.** (2017). *More best practices for rotating equipment*. Butterworth-Heinemann.
- [75] **Atac, O. F., Yun, J. E., & Noh, T.** (2018). Aerodynamic design optimization of a micro radial compressor of a turbocharger. *Energies*, 11(7), 1827.

- [76] Cravero, C.; Marsano, D.; Sishtla, V.; Halbe, C.; Cousins, W.T. 2024. Numerical Investigations of Near Surge Operating Conditions in a Two-Stage Radial Compressor With Refrigerant Gas. *J. Eng. Gas Turbines Power* 146, 1–47.
- [77] Liu, A. X., & Zheng, X. Q. (2013). Methods of surge point judgment for compressor experiments. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 51, 204-213.
- [78] Gravdahl, J. T., & Egeland, O. (1999). Centrifugal compressor surge and speed control. *IEEE Transactions on control systems technology*, 7(5), 567-579.
- [79] Rose, M. G., Irmiler, K., Schleer, M., Stahlecker, D., & Abhari, R. S. (2003, January). Classic surge in a centrifugal compressor. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 36894, pp. 729-740).
- [80] Oakes, W. C., Lawless, P. B., Fagan, J. R., & Fleeter, S. (2002). High-speed centrifugal compressor surge initiation characterization. *Journal of propulsion and power*, 18(5), 1012-1018.
- [81] Boyce, M. P. (2011). *Gas turbine engineering handbook*. Elsevier.
- [82] X. Xue, T. Wang, (2019). Stall recognition for centrifugal compressors during speed transients, *Appl. Therm. Eng.* 153 104–112.
- [83] Z. Sun, X. Zheng, T. Kawakubo, (2018). Experimental investigation of instability induce-ment and mechanism of centrifugal compressors with vaned diffuser, *Appl. Therm. Eng.* 133 464–471.
- [84] M.V. Casey, 2008. Radial turbomachinery design, in: *Cambridge Turbomachinery Course*.
- [85] Ma, S. B., & Kim, K. Y. (2017). Optimization of discrete cavities in a centrifugal compressor to enhance operating stability. *Aerospace Science and Technology*, 68, 308-319.
- [86] Wilkosz, B., Schmidt, J., Guenther, C., Schwarz, P., Jeschke, P., & Smythe, C. (2014). Numerical and experimental comparison of a tandem and single vane deswirler used in an aero engine centrifugal compressor. *Journal of Turbomachinery*, 136(4), 041005.
- [87] Zhu, W., Ren, X. D., Li, X. S., & Gu, C. W. (2018). Analysis and improvement of a two-stage centrifugal compressor used in an MW-level gas turbine. *Applied Sciences*, 8(8), 1347.
- [88] Xu, C., & Amano, R. S. (2010). Study of the flow in centrifugal compressor. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 3(3), 260-270.
- [89] Xu, C., & Amano, R. S. (2009). The development of a centrifugal compressor impeller. *International Journal for Computational Methods in Engineering Science and Mechanics*, 10(4), 290-301.
- [90] Xu, C., & Amano, R. S. (2012). Empirical design considerations for industrial centrifugal compressors. *International Journal of Rotating Machinery*, 2012(1), 184061.
- [91] Aungier, R.H. 2000. *Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamics Design and Analysis*; ASME: New York, NY, USA, <https://doi.org/10.1115/1.800938>.

- [92] **Xu, C.** (2007). Design experience and considerations for centrifugal compressor development. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 221(2), 273-287.
- [93] **Lüdtke, K. H.** (2013). *Process centrifugal compressors: basics, function, operation, design, application*. Springer Science & Business Media.
- [94] **Dixon, S. L., & Hall, C.** (2013). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Butterworth-Heinemann.
- [95] **Yoon, S. Y.** (2011). *Surge control of active magnetic bearing suspended centrifugal compressors*. University of Virginia.
- [96] **Lim, K. T., Yoon, S. Y., Goyne, C. P., Lin, Z., & Allaire, P. E.** (2011). Design and characterization of a centrifugal compressor surge test rig. *International Journal of Rotating Machinery*, 2011(1), 738275.
- [97] **Yoon, S. Y., Lin, Z., Goyne, C., & Allaire, P. E.** (2010, December). Control of compressor surge with active magnetic bearings. In *49th IEEE conference on decision and control (CDC)* (pp. 4323-4328). IEEE.
- [98] **Brauer, J. (Ed.).** (1993). *What every engineer should know about finite element analysis*. CRC Press.
- [99] **TU, J, YEOH, GH, LIU, C.** 2012. *Computational Fluid Dynamics, A Practical Approach*, Butterworth Heinemann Massachuset USA,
- [100] **Wang, Y.; Luo, Z.** 2011. Computational investigation on centrifugal compressor performance at various altitudes, *Advanced Materials Research* 230: 1123-1128.
- [101] **Benini, E., Biollo, R., & Ponza, R.** (2011). Efficiency enhancement in transonic compressor rotor blades using synthetic jets: A numerical investigation. *Applied Energy*, 88(3), 953-962.
- [102] **Url-2.** ANSYS Documentation, ANSYS CFX Theory Guide. ANSYS Help, 2017. Available online: <https://www.ansys.com/>. 1 Mayıs, 2024 tarihinde alındı.
- [103] **ANSYS FLUENT 15.0** (2013). Theory Guide.
- [104] **Menter, F.** (1993, July). Zonal two equation kw turbulence models for aerodynamic flows. In *23rd fluid dynamics, plasmadynamics, and lasers conference* (p. 2906).
- [105] **Menter, F. R.** (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal*, 32(8), 1598-1605.
- [106] **ANSYS 15.0** (2013). Workbench User's Guide.
- [107] **ANSYS 15.0** (2013). Design Exploration User's Guide.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad

:Mustafa Ertürk SÖYLEMEZ

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : 2018, Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
- **Doktora** : 2025, İnönü Üniversite, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

MESLEKİ DENEYİM:

- 2015-2025 Muş Alparslan Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalıştı.

DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN ÇALIŞMALAR (Makaleler, Bildiriler, Patentler v.b.)

- **Soylemez, M. E., Behçet, R., & Parlak, Z. (2024).** Analysis and Optimization of the Performances of the Tandem Blade Radial Compressor Using the CFD. Applied Sciences, 14(10), 4256.
- **Soylemez, M. E., Behçet, R., & Parlak, Z. (2023).** Numerical model and verification of experimental results of centrifugal compressor. 15 Th International Conference On Engineering & Natural Sciences (ISPEC) (pp. 90-99).
- **Soylemez, M. E., Parlak, Z., Behçet, R. & (2023).** CFD analysis and optimization of tandem blade radial compressor. 15 Th International Conference On Engineering & Natural Sciences (ISPEC) (pp. 100-108).